

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

FACULTAD DE INGENIERÍAS

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TESIS PREVIA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA PÉRDIDAS DE
CARGA EN TUBERIAS Y ACCESORIOS CON SIMULACIÓN**

AUTORES:

CALDERÓN CÓRDOVA JAIME ROLANDO

POZO CALVA CHRISTIAN XAVIER

TUTOR:

ING. ORLANDO PINEDA

Quito, Abril del 2011

DECLARACIÓN

Nosotros, **JAIME CALDERÓN** y **CHRISTIAN POZO**, declaramos bajo nuestro juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional y que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Jaime Calderón

Christian Pozo

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue realizado por **JAIME CALDERÓN** y **CHRISTIAN POZO**, bajo mi supervisión.

Ing. Orlando Pineda

DIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTO

Agradecemos sinceramente a todos aquellos profesionales que han colaborado en nuestra formación técnica y humana dentro de la Universidad Politécnica Salesiana.

A Dios por darnos la bendición, la salud y la vida para poder cumplir las metas trazadas en nuestras vidas.

A nuestra familia por el apoyo incondicional durante el tiempo que tomo desarrollar el presente trabajo.

Al Ingeniero Orlando Pineda por su colaboración y tiempo en la realización del presente trabajo.

DEDICATORIA

El presente trabajo está dedicado a nuestras familias que plasmaron en nosotros valores y enseñanzas que lo vamos a llevar por el resto de nuestras vidas.

Esta meta alcanzada está dedicada a nuestro Padre, Dios quien nos ha dado la fuerza necesaria para poder soportar los momentos difíciles a lo largo de nuestra carrera.

CONTENIDO

RESUMEN.....	I
PRESENTACIÓN.....	II
CAPÍTULO 1.....	1
1.1 TEORÍA DEL FLUJO DE FLUIDOS EN TUBERÍAS.....	1
1.2 PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS.....	1
1.2.1 Viscosidad.....	2
1.2.2 Viscosidad absoluta o dinámica.....	2
1.2.3 Viscosidad cinemática.....	3
1.2.4 Densidad, volumen específico y peso específico.....	3
1.3 RÉGIMENES DE FLUJO DE FLUIDOS EN TUBERÍAS: LAMINAR Y TURBULENTO.....	4
1.3.1 Velocidad media de flujo.....	5
1.3.2 Número de Reynolds.....	6
1.3.3 Radio hidráulico.....	6
1.4 ECUACIÓN GENERAL DE ENERGÍA TEORÍA DE BERNOULLI.....	8
1.4.1 Medida de presión.....	9
1.4.1.1 Presión barométrica.....	9
1.4.1.2 Presión atmosférica normalizada.....	9
1.4.1.3 Presión manométrica.....	9
1.4.1.4 Vacío.....	9
1.5 FÓRMULA DE DARCY.....	10
1.5.1 Ecuación general del flujo de fluidos.....	10
1.5.2 Factor de fricción.....	11
1.6 FLUJO DE FLUIDOS EN VÁLVULAS Y ACCESORIOS.....	13
1.6.1 Válvulas.....	13
1.6.2 Accesorios.....	14
1.6.3 Coeficiente de resistencia “K”, longitud equivalente y coeficiente de flujo.....	15
1.6.3.1 Salida brusca y suave de un depósito.....	18
1.6.3.2 Ensanchamientos bruscos y suaves.....	19

1.6.3.3 Contracciones bruscas y suaves.....	20
1.6.3.4 Tes.....	21
1.6.3.5 Resistencia a las curvas.....	22
1.6.3.5.1 Flujo secundario.....	22
1.6.3.5.2 Resistencia de las curvas al flujo.....	23
 CAPÍTULO II.....	 24
2. ESTUDIO DE LOS MÉTODOS DE MEDICIÓN Y	
CONTROL DE CAUDAL.....	24
2.1. VÁLVULAS DE CONTROL PARA FLUIDOS.....	24
2.1.1 Tipos de válvulas.....	24
2.1.1.1 Válvula de Compuerta.....	24
2.1.1.2 Válvula de Globo.....	25
2.1.1.3 Válvula de bola.....	25
2.1.1.4 Válvula de mariposa.....	26
2.1.1.5 Válvula de Compresión o de Apriete.....	27
2.1.1.6 Válvula de Diafragma.....	27
2.1.1.7 Válvula Macho.....	28
2.1.1.8 Válvula de Retención (Check).....	28
2.1.1.9 Válvulas de Desahogo (Alivio).....	29
2.2 DISPOSITIVOS PARA MEDIR EL CAUDAL Y	
VELOCIDAD DE FLUJOS O FLUIDOS.....	30
2.2.1 Medidores de cabeza variable.....	30
2.2.1.1 Tubo de Venturi.....	30
2.2.1.2 Placa Orificio.....	31
2.2.1.3 Boquilla o tobera de flujo.....	32
2.2.2 Medidores de área variable.....	32
2.2.2.1 Rotámetro.....	33
2.2.2.1.1 Ecuación de un rotámetro.....	34
2.2.2.1.2 Ecuaciones de vínculo.....	34
2.2.2.1.3 Ecuación de la cantidad de movimiento.....	35
2.2.2.1.4 Fuerzas de superficie y masa.....	35
2.2.2.1.5 Flujo de cantidad de movimiento.....	36

2.2.3 Medidores de desplazamiento positivo.....	40
2.2.3.1 Medidor de pistón.....	40
2.2.3.2 Paletas deslizantes.....	41
2.2.3.3 Engranaje Oval.....	42
2.2.3.4 Engranaje Helicoidal.....	42
2.2.4 Otros medidores volumétricos.....	43
2.2.4.1 Medidores de turbina.....	43
2.2.4.2 Caudalímetros Ultrasónicos.....	43
2.2.4.3 Caudalímetro de tiempo de vuelo.....	44
2.2.4.4 Medidor electromagnético.....	45
 CAPÍTULO III.....	 46
3. DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS.....	46
3.1 INTRODUCCIÓN.....	46
3.2 PARTES DEL BANCO DE PRUEBAS.....	47
3.3 VELOCIDAD MÁXIMA EN TUBERÍAS.....	48
3.4 CAUDAL MÁXIMO.....	49
3.5 SELECCIÓN DEL ROTÁMETRO.....	49
3.6 CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA EN EL SISTEMA.....	50
3.6.1 Coeficiente de Resistencia “K” de los accesorios utilizados.....	51
3.6.1.1 Cálculo estimado del factor “K” del rotámetro.....	51
3.6.1.2 Válvula de globo.....	55
3.6.1.3 Válvula de bola.....	55
3.6.1.4 Codos.....	56
3.6.1.5 Unión en T.....	56
3.6.1.6 Reductores.....	57
3.6.1.7 Salida y entrada del tanque.....	59
3.7 CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS TOTALES DE CADA TRAMO Y CABEZA DE LA BOMBA REQUERIDA.....	 59
3.7.1 Tramo 1.....	61
3.7.2 Tramo 2.....	66
3.7.3 Tramo 3.....	68
3.7.4 Tramo 4.....	70
3.7.5 Tramo 5.....	73

3.8 SELECCIÓN DE LA BOMBA.....	76
3.8.1 Cálculo de la potencia de la bomba.....	76
3.8.2 Curva de la bomba.....	78
3.8.3 Características generales.....	78
3.9 PUNTO DE OPERACIÓN.....	79
3.10 SELECCIÓN DE MANÓMETROS.....	81
3.11 TANQUE.....	83
3.12 SIMULACIÓN.....	84
3.12.1 Selección del tanque.....	84
3.12.2 Selección de la tubería.....	85
3.12.3 Accesorios.....	87
3.12.4 Bomba.....	87
3.12.5 Simulación tramo 1.....	89
3.12.6 Simulación tramo 2.....	90
3.12.7 Simulación tramo 3.....	91
3.12.8 Simulación tramo 4.....	92
3.12.9 Simulación tramo 5.....	93
 CAPÍTULO IV.....	 95
4. PUESTA EN MARCHA, PRUEBAS Y RESULTADOS.....	95
4.1 INTRODUCCIÓN.....	95
4.2 PRUEBAS DE LA BOMBA.....	96
4.3 ENSAYOS DE PÉRDIDA DE CARGA EN LOS TRAMOS.....	97
4.3.1 Ensayo en el tramo 3.....	98
4.3.2 Ensayo en el tramo 1.....	101
4.3.3 Ensayo en el tramo 2.....	104
4.3.4 Ensayo en el tramo 4.....	106
4.3.5 Ensayo en el tramo 5.....	108
4.3.5.1 Ensayo para determinar el factor “K” de la unión en T en la tubería de 3/8”.....	109
 CAPÍTULO V.....	 112
5. ANÁLISIS DE COSTOS.....	112
5.1 COSTOS DIRECTOS.....	112
5.2 COSTOS INDIRECTOS.....	113
5.3 COSTO TOTAL.....	113

CAPÍTULO VI.....	114
6.1 CONCLUSIONES.....	114
6.2 RECOMENDACIONES.....	115
BIBLIOGRAFÍA.....	116

RESUMEN

El presente trabajo tiene la finalidad de proveer al laboratorio de fluidos de un banco de pruebas para pérdidas de carga en tuberías y accesorios, que sea funcional y útil para el aprendizaje de quienes realizan prácticas en este laboratorio.

Para cumplir con este objetivo, se diseñó un banco de pruebas que cuenta con sistemas de tuberías por el que circula agua impulsada por una bomba. Se tiene la posibilidad de controlar dos variables: caudal y presión. Para el control del caudal y de la presión se implementó un sistema de lazo cerrado, en el cual el agua circula desde y hacia el tanque de reserva, se utiliza un rotámetro para la medición del caudal, la medición de presión se la realiza por medio de los manómetros. Para el control de las variables se diseñó un sistema basado en la técnica del estrangulamiento con la ayuda de una válvula manual.

La adquisición de datos se lo realiza observando los diferentes manómetros ubicados en cada tramo. Se tomará una temperatura aproximada de 20°C para obtener las propiedades físicas del agua, como la viscosidad y la densidad. El caudal se lo toma directamente del rotámetro.

PRESENTACIÓN

El presente proyecto está estructurado como se indica a continuación.

El capítulo 1 contiene la base teórica sobre las propiedades físicas de los fluidos, teoría de flujo en tuberías y accesorios, con las fórmulas características del flujo laminar y turbulento, la ecuación general de la teoría de Bernoulli y finalmente se presenta los coeficientes de resistencia “K” para válvulas y accesorios.

El capítulo 2 contiene la base teórica sobre el estudio de los métodos de medición y control de caudal, tipos de válvulas de control para fluidos como son: la válvula de compuerta, válvula de bola, entre otras, el estudio de los dispositivos para medir el caudal y velocidad de los fluidos, medidores de cabeza variable, medidores de área variable, medidores de desplazamiento positivo, entre otros.

El capítulo 3 describe el diseño y simulación del banco de pruebas, en el se encuentran todos los cálculos necesarios para el diseño como son: el área de cada tubería, la velocidad del fluido, el número de Reynolds, la rugosidad relativa, el factor de fricción y la pérdida de carga. Con la ayuda de la ecuación de Bernoulli se obtiene la curva de cada tramo dentro del banco de pruebas, selección de la bomba, selección de manómetros y la simulación del banco con la ayuda del programa Pipeflow Expert.

El capítulo 4 corresponde a las pruebas y resultados obtenidos al poner en funcionamiento el módulo. Se realizan pruebas a la bomba, a los accesorios y a las diferentes tuberías que se encuentran dentro del banco.

El capítulo 5 muestra el análisis de costos de la construcción del prototipo.

El capítulo 6 muestra las respectivas conclusiones y recomendaciones del proyecto.

CAPÍTULO I

1.1 TEORÍA DEL FLUJO DE FLUIDOS EN TUBERÍAS

El método más común para transportar fluidos de un punto a otro es impulsarlo a través de un sistema de tuberías. Las tuberías de sección circular son las más frecuentes, ya que esta forma ofrece no sólo mayor resistencia estructural sino también mayor sección transversal para el mismo perímetro exterior que cualquier otra forma.

A menos que se indique específicamente, la palabra “tubería” en este estudio se refiere siempre a un conducto cerrado de sección circular y diámetro interior constante.

Muy pocos problemas especiales de mecánica de fluidos, como es el caso del flujo en régimen laminar por tuberías, pueden ser resueltos por métodos matemáticos convencionales; todos los demás problemas necesitan métodos de resolución basados en coeficientes determinados experimentalmente. Muchas fórmulas empíricas han sido propuestas como soluciones a diferentes problemas de flujo de fluidos por tuberías, pero son muy limitadas y pueden aplicarse sólo cuando las condiciones del problema se aproximan a las condiciones de los experimentos de los cuales derivan las fórmulas. Debido a la gran variedad de fluidos que se utilizan en los procesos industriales modernos, una ecuación que pueda ser usada para cualquier fluido ofrece ventajas obvias. Una ecuación de este tipo es la fórmula de Darcy, que puede ser deducida por análisis dimensional; sin embargo, una de las variables en la fórmula, el coeficiente de fricción, debe ser determinado experimentalmente. Esta fórmula tiene una extensa aplicación en el campo de la mecánica de fluidos y se utiliza mucho en este estudio.

1.2 PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS

La solución de cualquier problema de flujo de fluidos requiere un conocimiento previo de las propiedades físicas del fluido en cuestión. Valores exactos de las propiedades de los fluidos que afectan a su flujo, principalmente la viscosidad y el peso específico, han sido establecidos por muchas autoridades en la materia para todos los fluidos utilizados normalmente y muchos de estos datos se encuentran en las tablas y cuadros de los anexos.

1.2.1 Viscosidad: La viscosidad expresa la facilidad que tiene un fluido para fluir cuando se le aplica una fuerza externa. El coeficiente de viscosidad absoluta, o simplemente la viscosidad absoluta de un fluido, es una medida de su resistencia al deslizamiento o a sufrir deformaciones internas. La melaza es un fluido muy viscoso en comparación con el agua; a su vez, los gases son menos viscosos en comparación con el agua.

Se puede predecir la viscosidad de la mayor parte de los fluidos; en algunos la viscosidad depende del trabajo que se haya realizado sobre ellos. La tinta de imprenta, las papillas de pulpa de madera y la salsa de tomate, son ejemplos de fluidos que tienen propiedades tixotrópicas de viscosidad.

Existe gran confusión respecto a las unidades que se utilizan para expresar la viscosidad; de ahí la importancia de utilizar las unidades adecuadas cuando se sustituyen los valores de la viscosidad en las fórmulas.

1.2.2 Viscosidad absoluta o dinámica: La unidad de viscosidad dinámica en el sistema internacional (SI) es el pascal segundo (Pa s) o también newton segundo por metro cuadrado (N s/m²), o sea kilogramo por metro segundo (kg/ms). Esta unidad se conoce también con el nombre de poiseuille (Pl) en Francia, pero debe tenerse en cuenta que no es la misma que el poise (P) descrita a continuación. El poise es la unidad correspondiente en el sistema CGS de unidades y tiene dimensiones de dina segundo por centímetro cuadrado o de gramos por centímetro segundo. El submúltiplo centipoise (cP) 10⁻² poises, es la unidad más utilizada para expresar la viscosidad dinámica y esta situación parece que va a continuar durante algún tiempo. La relación entre el Pascal segundo y el centipoise es:

$$\begin{aligned} 1 \text{ Pas} &= 1 \text{ N s/m}^2 = 1 \text{ kg/(m s)} = 10^3 \text{ cP} \\ 1 \text{ cP} &= 10^{-3} \text{ Pa s} \end{aligned}$$

1.2.3 Viscosidad cinemática: Es el cociente entre la viscosidad dinámica y la densidad. En el sistema internacional (SI) la unidad de viscosidad cinemática es el metro cuadrado por segundo (m²/s). La unidad CGS correspondiente es el stoke (St), con dimensiones de centímetro cuadrado por segundo y el centistoke (cSt), 10⁻² stokes, que es el submúltiplo más utilizado.

$$1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^6 \text{ cSt}$$

$$1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu \text{ (Centistokes)} = \frac{\mu \text{ (centipoise)}}{\rho \text{ (gramos / cm}^3\text{)}}$$

Los factores para la conversión entre las unidades del SI y las del CGS descritas antes, así como los de conversión a medidas inglesas para viscosidades dinámicas y cinemáticas, pueden verse en los anexos A1.

Las viscosidades de algunos de los fluidos más comunes aparecen en los anexos A2. Se observa que al aumentar la temperatura, la viscosidad de los líquidos disminuye, y la viscosidad de los gases aumenta. El efecto de la presión sobre la viscosidad de los líquidos y la de los gases perfectos es tan pequeño que no tiene interés práctico en la mayor parte de problemas para flujo de fluidos.

1.2.4 Densidad, volumen específico y peso específico: La densidad de una sustancia es su masa por unidad de volumen. La unidad de densidad en el SI es el kilogramo por metro cúbico y se denota por ρ (libras por pie cúbico). Otras unidades métricas que también se usan son:

$$\left. \begin{array}{l} \text{gramo por centímetro cúbico (g/cm}^3\text{)} \\ \text{o} \\ \text{gramo por mililitro (g/ml)} \end{array} \right\} \begin{array}{l} 1 \text{ g/cm}^3 \\ 0 \text{ 1 g/ml} \\ = 1000 \text{ kg/m}^3 \end{array}$$

La unidad correspondiente en el sistema SI para volumen específico \bar{V} que es el inverso de la densidad, es el metro cúbico por kilogramo (m^3/kg) ($\text{pie}^3/\text{libra}$).

$$\bar{V} = \frac{1}{\rho} \quad \rho = \frac{1}{\bar{V}}$$

A menudo también se usan las siguientes unidades para volumen específico:

$$\left. \begin{array}{l} \text{litro por kilogramo (litro/kg) o} \\ \text{decímetro cúbico por} \\ \text{kilogramo (dm}^3/\text{kg)} \end{array} \right\} \begin{array}{l} 1 \text{ litro/kg} \\ \text{o } 1 \text{ dm}^3/\text{kg} \\ = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

Las variaciones de la densidad y otras propiedades del agua con relación a su temperatura se indican en los anexos B1. Las densidades de otros líquidos muy usados se muestran en los anexos B2. A no ser que se consideren presiones muy

altas, el efecto de la presión sobre la densidad de los líquidos carece de importancia en los problemas de flujo de fluidos.

El peso específico (o densidad relativa) es una medida relativa de la densidad. Como la presión tiene un efecto insignificante sobre la densidad de los líquidos, la temperatura es la única variable que debe ser tomada en cuenta al sentar las bases para el peso específico. La densidad relativa de un líquido es la relación de su densidad a cierta temperatura, con respecto al agua a una temperatura normalizada. A menudo estas temperaturas son las mismas y se suele utilizar 60°F (15.6°C). Al redondear 15.0°C no se introduce ningún error apreciable.

$$S = \frac{\rho_{\text{cualquier líquido a cierta temperatura}}}{\rho_{\text{agua a } 15^{\circ}\text{C (60}^{\circ}\text{F)}}}$$

1.3 REGÍMENES DE FLUJO DE FLUIDOS EN TUBERÍAS: LAMINAR Y TURBULENTO

Un experimento simple (el que se muestra abajo), muestra que hay dos tipos diferentes de flujo de fluidos en tuberías. El experimento consiste en inyectar pequeñas cantidades de fluido coloreado en un líquido que circula por una tubería de cristal y observar el comportamiento de los filamentos coloreados en diferentes zonas, después de los puntos de inyección.

Si la descarga o la velocidad media es pequeña, las láminas de fluido coloreado se desplazan en líneas rectas, como se ve en la figura 1-1. A medida que el caudal se incrementa, estas láminas continúan moviéndose en líneas rectas hasta que se alcanza una velocidad en donde las láminas comienzan a ondularse y se rompen en forma brusca y difusa, según se ve en la figura 1-2. Esto ocurre en la llamada velocidad crítica. A velocidades mayores que la crítica los filamentos se dispersan de manera indeterminada a través de toda la corriente, según se indica en la Fig. 1-3.

El tipo de flujo que existe a velocidades más bajas que la crítica se conoce como régimen laminar y a veces como régimen viscoso. Este régimen se caracteriza por el deslizamiento de capas cilíndricas concéntricas una sobre otra de manera ordenada. La velocidad del fluido es máxima en el eje de la tubería y disminuye rápidamente hasta anularse en la pared de la tubería.

A velocidades mayores que la crítica, el régimen es turbulento. En el régimen turbulento hay un movimiento irregular e indeterminado de las partículas del fluido en direcciones transversales a la dirección principal del flujo; la distribución de velocidades en el régimen turbulento es más uniforme a través del diámetro de la tubería que en régimen laminar. A pesar de que existe un movimiento turbulento a través de la mayor parte del diámetro de la tubería, siempre hay una pequeña capa de fluido en la pared de la tubería, conocida como la “capa periférica” o “subcapa laminar”, que se mueve en régimen laminar.



(Figura 1.1 – Flujo laminar)



(Figura 1.2 – Flujo en transición)



(Figura 1.3 – Flujo turbulento)

Fuente: http://www.uniovi.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/_asignaturas/mecanica_de_fluidos_minas/lp4.pdf

1.3.1 Velocidad media de flujo: El término “velocidad”, a menos que se diga lo contrario, se refiere a la velocidad media o promedio de cierta sección transversal dada por la ecuación de continuidad para un flujo estacionario:

$$V = \frac{Q}{A}$$

(Ecuación 1.1)¹

Donde:

V: Velocidad media

Q: Caudal

A: Área de la sección transversal

¹ Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. 1-5

1.3.2 Número de Reynolds: Las investigaciones de Osborne Reynolds han demostrado que el régimen de flujo en tuberías, es decir, si es laminar o turbulento, depende del diámetro de la tubería, de la densidad y la viscosidad del fluido y de la velocidad del flujo. El valor numérico de una combinación adimensional de estas cuatro variables, conocido como el número de Reynolds, puede considerarse como la relación de las fuerzas dinámicas de la masa del fluido respecto a los esfuerzos de deformación ocasionados por la viscosidad. El número de Reynolds es:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\mu / \rho} = \frac{(4 Q / (\pi D^2)) D}{\nu} = \frac{4 Q}{\pi D \nu}$$

(Ecuación 1.2)²

Donde:

ρ la densidad del fluido (kg/m³)

V la velocidad media (m/s)

D el diámetro de la tubería (m)

μ la viscosidad dinámica o absoluta del fluido (N seg/m²)

ν la viscosidad cinemática del fluido (m²/s)

Q el caudal circulante por la tubería (m³/s)

Para estudios técnicos, el régimen de flujo en tuberías se considera como laminar si el número de Reynolds es menor que 2 000 y turbulento si el número de Reynolds es superior a 4 000. Entre estos dos valores está la zona denominada “crítica” donde el régimen de flujo es impredecible, pudiendo ser laminar, turbulento o de transición, dependiendo de muchas condiciones con posibilidad de variación. La experimentación cuidadosa ha determinado que la zona laminar puede acabar en números de Reynolds tan bajos como 1 200 o extenderse hasta los 40 000, pero estas condiciones no se presentan en la práctica.

1.3.3 Radio hidráulico: A veces se tienen conductos con sección transversal que no es circular. Para calcular el número de Reynolds en estas condiciones, el diámetro circular es sustituido por el diámetro equivalente (cuatro veces el radio hidráulico).

² Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. 1-5

$$R_H = \frac{\text{superficie de la sección transversal de la vena líquida}}{\text{perímetro mojado}}$$

Esto se aplica a cualquier tipo de conducto (conducto circular no completamente lleno, ovalado, cuadrado o rectangular), pero no a formas muy estrechas, como aberturas anulares o alargadas, donde la anchura es pequeña con relación a la longitud. En tales casos, el radio hidráulico es aproximadamente igual a la mitad de la anchura del paso. La siguiente fórmula sirve para calcular el caudal:

$$Q = 0.2087 d^2 \sqrt{\frac{hL D}{fL}}$$

Donde:

Q es el caudal

hL Pérdida de la carga debida al flujo del fluido

f factor de fricción

L Longitud de la tubería

Donde ***d*²** está basado en un diámetro equivalente de la sección transversal real del flujo y ***D*** se sustituye por ***4Rh***.

El radio hidráulico para una sección cuadrada es:

$$\frac{a}{4}$$

El radio hidráulico para una sección rectangular es:

$$\frac{ab}{2(a + b)}$$

El radio hidráulico para una sección triangular es:

$$\frac{ah}{2(a + b + c)}$$

Donde:

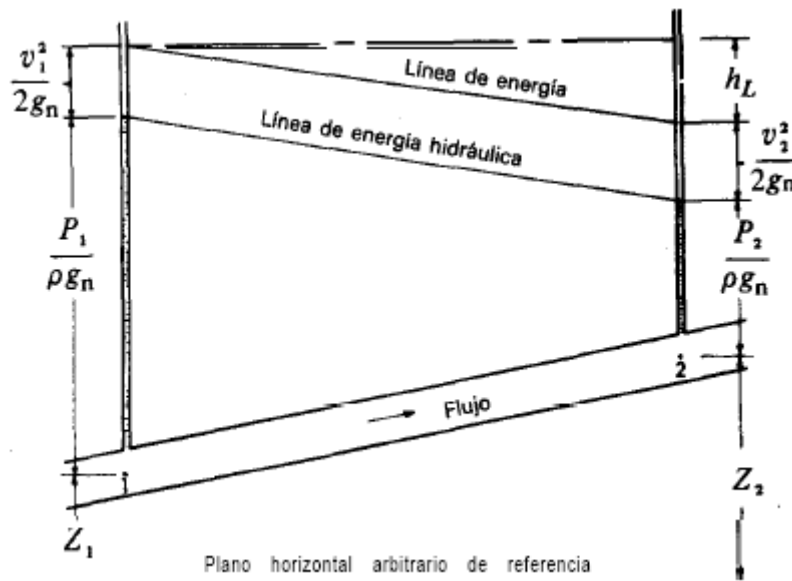
a, b, c lados

h, la altura

1.4 ECUACIÓN GENERAL DE ENERGÍA TEORÍA DE BERNOULLI

El teorema de Bernoulli es una forma de expresión de la aplicación de la ley de la conservación de la energía al flujo de fluidos en una tubería. La energía total en un punto cualquiera por encima de un plano horizontal arbitrario fijado como referencia, es igual a la suma de la altura geométrica, la altura debida a la presión y la altura debida a la velocidad, es decir:

$$Z + \frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} = H$$



(Figura 1.4)

Fuente: Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. 1-4

Si las pérdidas por rozamiento se desprecian y no se aporta o se toma ninguna energía del sistema de tuberías (bombas o turbinas), la altura total H en la ecuación anterior permanecerá constante para cualquier punto del fluido. Sin embargo, en la realidad existen pérdidas o incrementos de energía que deben incluirse en la ecuación de Bernoulli. Por lo tanto, el balance de energía puede escribirse para dos puntos del fluido, según se indica en el ejemplo de la figura 1.4.

Nótese que la pérdida por rozamiento en la tubería desde el punto uno al punto dos (h_L) se expresa como la pérdida de altura en metros de fluido (pies de fluido). La ecuación puede escribirse de la siguiente manera:

$$\frac{P_1}{\rho_1 g} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho_2 g} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_l$$

(Ecuación 1.3)³

Todas las fórmulas prácticas para el flujo de fluidos se derivan del teorema de Bernoulli, con modificaciones para tener en cuenta las pérdidas debidas al rozamiento.

1.4.1 Medida de presión

En la figura 1-5 se ilustra gráficamente la relación entre las presiones absoluta y manométrica. El vacío perfecto no puede existir en la superficie de la Tierra pero es, sin embargo, un punto de referencia conveniente para la medición de la presión.

1.4.1.1 Presión barométrica. Es el nivel de la presión atmosférica por encima del vacío perfecto.

1.4.1.2 Presión atmosférica normalizada. Es 1 .01325 bar (14.696 libras/pulg²) o 760 mm de mercurio.

1.4.1.3 Presión manométrica. Es la presión medida por encima de la atmosférica, mientras que la presión absoluta se refiere siempre al vacío perfecto.

1.4.1.4 Vacío. Es la depresión por debajo del nivel atmosférico.

La referencia a las condiciones de vacío se hace a menudo expresando la presión absoluta en términos de altura de columna de mercurio o de agua.

Las unidades utilizadas normalmente son milímetros de mercurio, micras de mercurio, pulgadas de agua y pulgadas de mercurio.

³ Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. 1-6

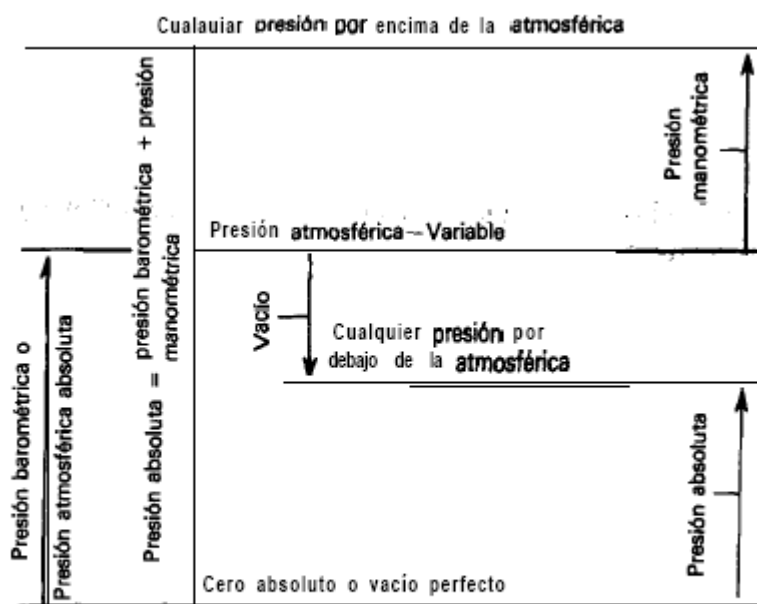


Figura 1-5
Relación entre las presiones
manométrica y absoluta

Fuente: Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. 1-7

1.5 FÓRMULA DE DARCY

1.5.1 Ecuación general del flujo de fluidos

El flujo de los fluidos en tuberías está siempre acompañado de rozamiento de las partículas del fluido entre sí y, consecuentemente, por la pérdida de energía disponible; en otras palabras, tiene que existir una pérdida de presión en el sentido del flujo. Si se conectan dos manómetros a una tubería por la que pasa un fluido, según se indica en la figura 1-6, el manómetro **P1** indicaría una presión estática mayor que el manómetro **P2**.

La ecuación general de la pérdida de presión, conocida como la fórmula de Darcy y que se expresa en metros de fluido, es:

$$hl = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

(Ecuacion 1.4)⁴

⁴ Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. 1-7

Donde:

hl pérdida de carga debida al flujo del fluido (m)

f factor de fricción

L longitud de la tubería (m)

D diámetro interno de la tubería (m)

V velocidad del fluido (m/s)

g aceleración de gravedad (m/s²)

Esta ecuación también puede escribirse para obtener la pérdida de presión en newtons por m² (pascal) sustituyendo las unidades correspondientes de la manera siguiente:

$$\Delta P = \frac{\rho f L V^2}{2D}$$

Ya que $\Delta P = hl * \rho * g$

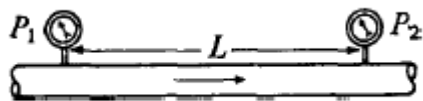


Figura 1-6

Fuente: Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. 1-7

La ecuación de Darcy es válida tanto para flujo laminar como turbulento de cualquier líquido en una tubería. Sin embargo, puede suceder que debido a velocidades extremas, la presión corriente abajo disminuya de tal manera que llegue a igualar la presión de vapor del líquido, apareciendo el fenómeno conocido como cavitación y los caudales obtenidos por cálculo serán inexactos.

1.5.2 Factor de fricción

La fórmula de Darcy puede deducirse por análisis dimensional con la excepción del factor de fricción f , que debe ser determinado experimentalmente. El factor de fricción para condiciones de flujo laminar ($R < 2000$) es función sólo del número de Reynolds; mientras que para el flujo turbulento ($R > 4000$) es también función del tipo de pared de la tubería. La región que se conoce como la “zona crítica” aparece entre los números de Reynolds de 2000 a 4000. En esta región el flujo puede ser

tanto laminar como turbulento, dependiendo de varios factores; éstos incluyen cambios de sección, de dirección del flujo y obstrucciones tales como válvulas corriente arriba de la zona considerada. El factor de fricción en esta región es indeterminado y tiene límites más bajos si el flujo es laminar y más altos si el flujo es turbulento.

Para números de Reynolds superiores a 4000, las condiciones de flujo vuelven a ser más estables y pueden establecerse factores de rozamiento definitivos. Esto es importante, ya que permite al ingeniero determinar las características del flujo de cualquier fluido que se mueva por una tubería, suponiendo conocidas la viscosidad y la densidad en las condiciones del flujo. Por esta razón, la ecuación 1-4 se recomienda con preferencia sobre algunas de las ecuaciones empíricas usadas normalmente para el agua, petróleo y otros líquidos, así como para el flujo de fluidos compresibles teniendo en cuenta las restricciones antes citadas.

Si el flujo es laminar ($R < 2000$), el factor de fricción puede determinarse a partir de la ecuación:

$$f_{\text{laminar}} = \frac{64}{Re}$$

Cuando el flujo es turbulento ($R, > 4000$) el factor de fricción depende no sólo del número de Reynolds, sino también de la rugosidad relativa de las paredes de la tubería, E/d , es decir, la rugosidad de las paredes de la tubería (**E**) (tabla 1.1) comparada con el diámetro de la tubería (**d**). Para tuberías muy lisas, como las de latón extruido o vidrio, el factor de fricción disminuye más rápidamente con el aumento del número de Reynolds, que para tuberías con paredes más rugosas.

Como el tipo de la superficie interna de la tubería comercial es prácticamente independiente del diámetro, la rugosidad de las paredes tiene mayor efecto en el factor de fricción para diámetros pequeños. En consecuencia las tuberías de pequeño diámetro se acercan a la condición de gran rugosidad y en general tienen mayores factores de fricción que tuberías del mismo material pero de mayores diámetros.

Materiales	Valores de E	
	Pies	Metros
Bronce, Plomo, Estaño, Vidrio, Tubería Fundida, Cemento Torneado Centrifugante y Revestimiento Bituminoso	0,000005	0,00000152
Acero Comercial y Hierro Forjado	0,00015	0,000046
Hierro Colado – Bañado en Asfalto	0,00040	0,000122
Hierro Galvanizado	0,00050	0,000152
Hierro Colado – No Revestido	0,00085	0,00026
Vara de Madera	0,0006–0,003	0,000183–0,00091
Concreto	0,001–0,01	0,00030–0,0030
Acero Remachado	0,003–0,03	0,00091–0,0091

(Tabla 1.1 - Rugosidad de materiales)

Fuente: Cálculo Hidráulico de tuberías industriales, PDVSA, pág. 21

La información más útil y universalmente aceptada sobre factores de fricción que se utiliza en la fórmula de Darcy, la presentó L.F. Moody y es la que se reproduce en los anexos C. El profesor Moody mejoró la información en comparación con los conocidos diagramas de factores de fricción. El factor de fricción f , se grafica en los anexos C, con base a la rugosidad relativa y el número de Reynolds. El valor f se determina por la proyección horizontal de la intersección de la curva E/d seguir el número de Reynolds calculado en la escala vertical a la izquierda del cuadro del anexo C.

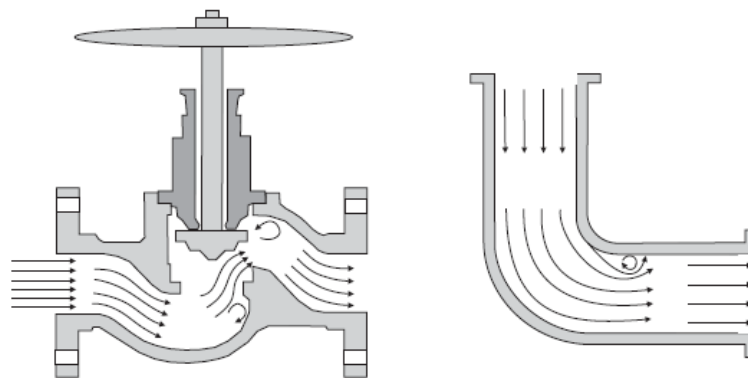
1.6 FLUJO DE FLUIDOS EN VÁLVULAS Y ACCESORIOS

El capítulo precedente se refirió a la teoría y fórmulas usadas en el estudio del flujo de fluidos en tuberías. Ya que las instalaciones industriales en su mayor parte están constituidas por válvulas y accesorios, es necesario un conocimiento de su resistencia al paso de fluidos para determinar las características de flujo en un sistema de tuberías completo.

1.6.1 Válvulas: La variedad en diseños de válvulas dificulta una clasificación completa. Si las válvulas se clasificaran según su resistencia que ofrecen al flujo, las que presentan un paso directo del flujo, como las válvulas de compuerta, bola, macho y de mariposa pertenecen al grupo de baja resistencia; las que tienen un cambio en la

dirección del flujo, como las válvulas de globo y angulares, están en el grupo de alta resistencia. En el siguiente capítulo se ilustran fotografías de algunos diseños de las válvulas más usadas. Los anexos D1 se ilustran los factores “K” de las válvulas.

1.6.2 Accesorios: Los acoplamientos o accesorios para conexión se clasifican en: de derivación, reducción, ampliación y desviación. Los accesorios como tes, cruces, codos con salida lateral, etc., pueden agruparse como accesorios de derivación. Los conectores de reducción o ampliación son aquellos que cambian la superficie de paso del fluido. En esta clase están las reducciones y los manguitos. Los accesorios de desvío, curvas, codos, curvas en U, etc., son los que cambian la dirección de flujo. Se pueden combinar algunos de los accesorios de la clasificación general antes mencionada. Además, hay accesorios como conexiones y uniones que no son resistentes al flujo, motivo por el cual no se consideran aquí.



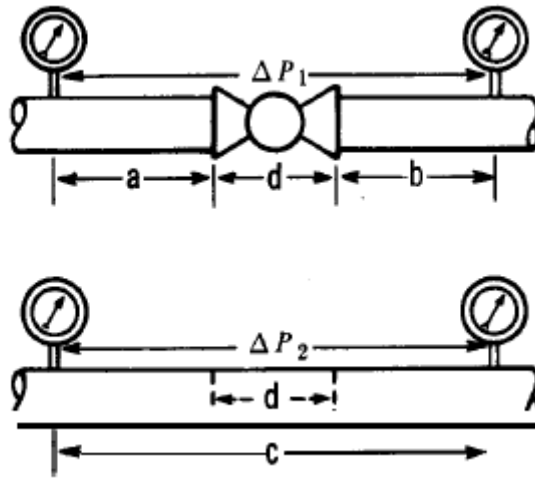
(Figura 1.7 - Válvulas y accesorios)

Fuente: Advanced water distribution modeling and management, pág. 40

La pérdida de presión total producida por una válvula (o accesorio) consiste en:

- La pérdida de presión dentro de la válvula.
- La pérdida de presión en la tubería de entrada es mayor de la que se produce normalmente si no existe válvula en la línea. Este efecto es pequeño.
- La pérdida de presión en la tubería de salida es superior a la que se produce normalmente si no hubiera válvula en la línea. Este efecto puede ser muy grande.

Desde el punto de vista experimental es difícil medir las tres caídas por separado. Sin embargo, su efecto combinado es la cantidad deseada y puede medirse exactamente con métodos bien conocidos.



(Figura 1.8)

Fuente: Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. 2-2

La figura 1.8 muestra dos tramos de tubería del mismo diámetro y longitud. El tramo superior contiene una válvula de globo. Si las pérdidas de presión ΔP_1 y ΔP_2 se miden entre los puntos indicados, se encuentra que ΔP_1 es mayor que ΔP_2 . En realidad, la pérdida debida a la válvula de longitud “d” es ΔP_1 menos la pérdida en un tramo de tubería con longitud “a + b”. Las pérdidas, expresadas en función del coeficiente de resistencia “K” de varias válvulas y accesorios se encuentran en el anexo 8.

1.6.3 Coeficiente de resistencia “K”, longitud equivalente y coeficiente de flujo

Existen datos sobre pruebas de pérdida de presión para una amplia variedad de válvulas y accesorios, fruto del trabajo de muchos investigadores. Por lo anterior, es deseable proporcionar medios confiables de extrapolación de la información disponible sobre pruebas para abarcar aquellos elementos que no han sido o no pueden ser probados con facilidad. Los conceptos que a menudo se usan para llevar a cabo esto son la “longitud equivalente L/D ” “coeficiente de resistencia K”, y “coeficiente de flujo Cv o Kv”

Las pérdidas de presión en un sistema de tuberías se deben a varias características del sistema, que pueden clasificarse como sigue:

- Rozamiento en las paredes de la tubería, que es función de la rugosidad de la superficie interior de la misma, del diámetro interior de la tubería y de la velocidad, densidad y viscosidad del fluido. Cambios de dirección del flujo.
- Obstrucciones en el paso del flujo.
- Cambios repentinos o graduales en la superficie y contorno del paso del flujo.

La velocidad en una tubería se obtiene mediante la presión o altura estática, y el descenso de la altura estática o pérdida de presión debida a la velocidad es:

$$h_L = \frac{v^2}{2g_n}$$

Que se define como “altura de velocidad”. El flujo por una válvula o accesorio en una línea de tubería causa también una reducción de la altura estática, que puede expresarse en función de la altura de velocidad. El coeficiente de resistencia “**K**” en la ecuación:

$$hl = K \frac{V^2}{2g}$$

(Ecuacion 1.5)⁵

Donde:

hl pérdida de carga debida al flujo del fluido (m)

K Coeficiente de resistencia del accesorio

V velocidad del fluido (m/s)

g aceleración de gravedad (m/s²)

Se define como la pérdida de altura de velocidad para una válvula o accesorio. Está siempre asociado con el diámetro al cual se refiere la velocidad. En la mayor parte de las válvulas o accesorios las pérdidas por fricción (punto 1 de los mencionados), a lo largo de la longitud real de flujo, son mínimas comparadas con las debidas a uno o más de los otros tres puntos mencionados. Por ello, el coeficiente de resistencia “**K**” se considera independiente del factor de fricción y del número de Reynolds, que puede tratarse como constante para cualquier obstáculo dado (por ejemplo, válvula o accesorio) en un sistema de tuberías bajo cualquier condición de flujo, incluida la de

⁵ Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. 2-10

régimen laminar. La misma pérdida para una tubería recta se expresa por la ecuación de Darcy:

$$h_L = \left(f \frac{L}{D} \right) \frac{v^2}{2g_n}$$

Donde resulta que:

$$K = \left(f \frac{L}{D} \right)$$

La relación L/D es la longitud equivalente en diámetros de tubería recta que causa la misma pérdida de presión que el obstáculo, en las mismas condiciones de flujo. Ya que el coeficiente de resistencia “**K**” es constante para cualquier condición de flujo, el valor de L/D para cualquier válvula o accesorio dados, debe variar de modo inverso al cambio del factor de fricción para las condiciones diferentes de flujo. El coeficiente de resistencia “**K**”, en teoría es una constante para todas las medidas de un cierto diseño o línea de válvulas y accesorios, si todas las medidas fueran geoméricamente similares. Sin embargo, la similitud geométrica es difícil que ocurra; si lo fuera, es porque el diseño de válvulas y accesorios se rige por costos de fabricación, normas, resistencia estructural y otras consideraciones.

Se dan los coeficientes de resistencia “**K**” para cada tipo de válvula o accesorio que se ilustran. Estos coeficientes se dan como el producto del factor de fricción para la medida deseada de tubería nueva de acero comercial y flujo en la zona de turbulencia completa, por una constante, que representa la longitud equivalente L/D de la válvula o accesorio en diámetros de tubería para las mismas condiciones de flujo, basados en datos de pruebas. Esta longitud equivalente, o constante, es válida para todas las medidas del tipo de válvula o accesorio con el cual se identifica. Hay algunas resistencias al flujo en tuberías, tales como estrechamientos y ensanchamientos repentinos y graduales, entradas y salidas de tubería, que tienen similitud geométrica entre pasos. Los coeficientes de resistencia “**K**” para estos elementos son por ello independientes del paso como lo indica la ausencia de un factor de fricción en los valores dados en la tabla del factor “**K**”.

Como se dijo antes, el coeficiente de resistencia “**K**” está siempre asociado al diámetro por el que se establece la velocidad, según el término $V^2/2g$. Los valores en

la tabla del factor “**K**” están asociados con el diámetro interno de los siguientes números de cédula de tubería para las diversas clases ANSI de válvulas y accesorios. En la industria de fabricación de válvulas, sobre todo en relación con válvulas de control, es conveniente expresar la capacidad de la válvula y las características del flujo de la válvula en función de un coeficiente de flujo; en Estados Unidos y Gran Bretaña, el coeficiente de flujo que se usa se designa como C_v y se define por:

C_v = caudal de agua en galones de E.U.A. o imperiales por minuto, a 60°F (15.6°C) que produce una pérdida de presión de una libra por pulgada cuadrada en la válvula.

Otro coeficiente usado en algunos países, particularmente en Europa, es K_v y se define así:

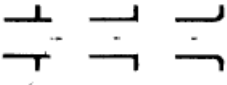

K_v = caudal de agua en metros cúbicos por hora (m³/h) que produce una pérdida de presión de un kilogramo fuerza por centímetro cuadrado (kgf/cm²) en la válvula. Un kgf/cm² es igual a 0.980665 bar (exactamente) y también se usa el nombre de kilopondio (kp) en lugar de kilogramo fuerza, es decir, 1 kp/cm² = 1 kgf/cm².

La ecuación ($h = K V^2/2g$) es válida para calcular la pérdida de presión en válvulas y accesorios para todas las condiciones de flujo, incluyendo flujo laminar, usando el coeficiente de resistencia “**K**” dado en la tabla. Cuando esta ecuación se utiliza para determinar las pérdidas en tubería recta, es necesario calcular el número de Reynolds estableciendo así el factor de fricción f y usándolo para determinar el valor del coeficiente de resistencia “**K**” de la tubería, según la ecuación ($K = fL/D$).

1.6.3.1 Salida brusca y suave de un depósito

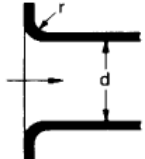
Salida brusca. Los valores de “**K**” pueden tomarse de la tabla 1.2,

Salida suave. En este caso la pérdida es mucho menor (forma más aerodinámica, disminución o anulación de la resistencia de la forma), (fig. 1.9), el valor “**K**” se toma de la tabla 1.3 con la relación r/D .

Fitting	Description	All pipe sizes
		K value
Pipe exit 	projecting sharp edged rounded	1.0
Pipe entrance 	inward projecting	0.78

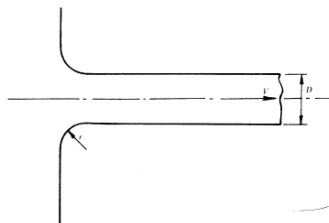
(Tabla 1.2 - Salida Brusca)

Fuente: Cameron Hydraulic Data, pág. 3-116

Fitting	Description	All pipe sizes
		K value
Pipe entrance flush 	sharp edged	0.5
	$r/d = 0.02$	0.28
	$r/d = 0.04$	0.24
	$r/d = 0.06$	0.15
	$r/d = 0.10$	0.09
	$r/d = 0.15 \text{ \& up}$	0.04

(Tabla 1.3 - Salida suave)

Fuente: Cameron Hydraulic Data, pág. 3-116

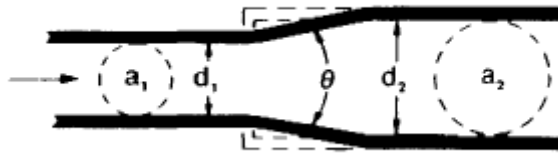


(Figura 1.9 - Salida suave de un depósito)

Fuente: Mecánica de fluidos y Máquinas hidráulicas, Claudio Mataix, 2da edición, pág. 238

1.6.3.2 Ensanchamientos bruscos y suaves

La transición en un conducto de sección circular de un diámetro d a otro de mayor D puede hacerse de las dos maneras representadas en la figura 1.10.



(Figura 1.10)

Fuente: Cameron Hydraulic Data, pág. 3-118

En el ensanchamiento suave, los valores de “K” se calculan según el ángulo Θ y se aplica según la fórmula:

$$\theta < 45^\circ \quad K = 2.6 \sin \frac{\theta}{2} \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right)^2$$

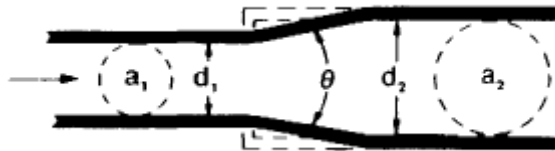
$$\theta > 45^\circ < 180^\circ \quad K = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right)^2$$

(Ecuación 1.6)⁶

Si el ensanchamiento es brusco ($\Theta=180^\circ$) entonces calculamos el factor “K” según el anexo D4.

1.6.3.3 Contracciones bruscas y suaves

Es el caso opuesto al anterior con lo que la figura 1.11 se entenderá fácilmente. De esta última se obtienen los coeficientes “K” según la fórmula:



(Figura 1.11)

Fuente: Cameron Hydraulic Data, pág. 3-118

⁶ Cameron Hydraulic Data, pág. 3-118

$$3) \quad \theta < 45^\circ \quad K = 2.6 \sin \frac{\theta}{2} \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right)^2$$

$$4) \quad \theta > 45^\circ < 180^\circ \quad K = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right)^2$$

(Ecuación 1.7)⁷

Si el alargamiento es brusco ($\theta=180^\circ$) entonces calculamos el factor “K” según el anexo D4.

El factor “K” obtenido de las formulas se las utiliza en base a la velocidad de la tubería más pequeña.

1.6.3.4 Tes

Son de dos tipos, de convergencia o de divergencia, se calculan por separado las pérdidas de energía correspondientes al caudal lateral Ql y al caudal recto Qr (que no cambia de dirección con las ecuaciones):

$$H_{rl} = \kappa \frac{v^2}{2g}$$

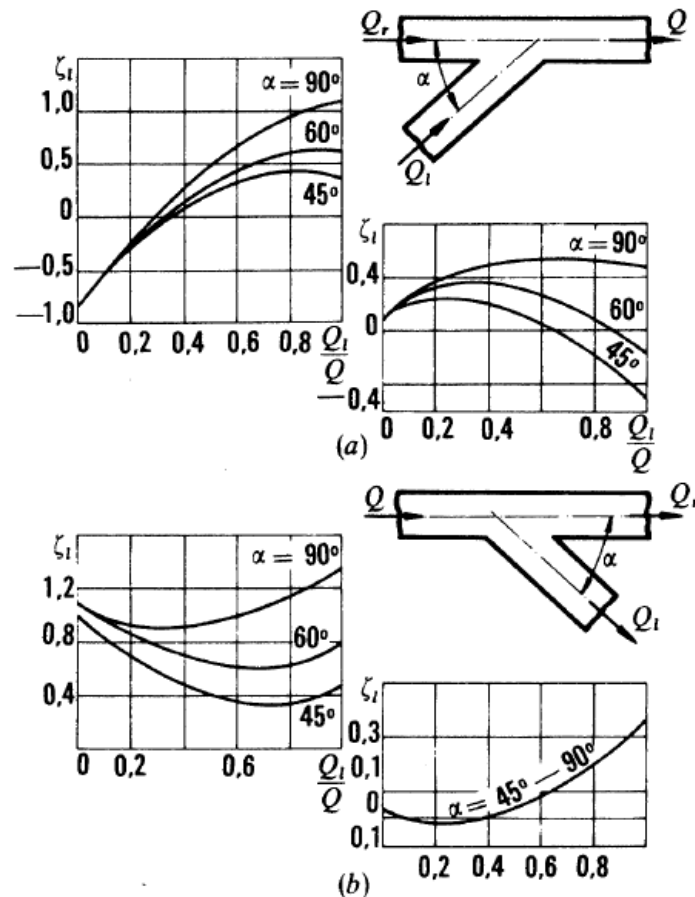
$$H_{rr} = \kappa \frac{v^2}{2g}$$

Y luego se suman ambas perdidas.

Donde v es la velocidad de la corriente total.

Evidentemente $Q = Ql + Qr$

⁷ Cameron Hydraulic Data, pág. 3-118



(Figura. 1.12)

Fuente: Mecánica de fluidos y Máquinas hidráulicas, Claudio Mataix, 2da edición, pág. 240

Formas diversas de T con los valores correspondientes de “K”.

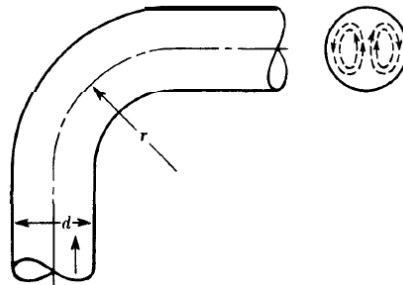
Las curvas se refieren al caso en que los conductos tienen el mismo diámetro, en el anexo D2 se representa otros casos frecuentes. El coeficiente “K” se tomara de esta tabla según el caso y se llevara a la ecuación.

$$h = K \frac{V^2}{2g}$$

1.6.3.5 Resistencia a las curvas

1.6.3.5.1 Flujo secundario: La naturaleza del flujo de líquidos en las curvas ha sido investigada completamente, y se han descubierto muchos aspectos interesantes. Por ejemplo, cuando un fluido pasa por una curva, ya sea en régimen laminar o turbulento, se establece en la curva una condición conocida como “flujo secundario”.

Éste es un movimiento de rotación perpendicular al eje de la tubería, que se superpone al movimiento principal en la dirección del eje. La resistencia debida a la fricción de las paredes de la tubería y la acción con la fuerza centrífuga combinadas produce esta rotación. La figura 1.13 ilustra este fenómeno.



(Figura 1.13)

Fuente: Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. 2-15

1.6.3.5.2 Resistencia de las curvas al flujo: En forma convencional, se considera que la resistencia o pérdida de presión en una curva se compone de: (1) la pérdida debida a la curvatura; (2) la pérdida excesiva en la tangente corriente abajo, y (3) la pérdida debida a la longitud. Por lo tanto.

$$ht = hp + hc + hl$$

Donde:

ht pérdida total en metros de columna de fluido

hp pérdida excesiva en la tangente corriente abajo en metros de columna de fluido

hc pérdida debida a la curvatura en metros de columna de fluido

hl pérdida de la curva debida a la longitud en metros de columna de fluido.

Estas pérdidas son difíciles de medir por separado así que en los anexos D2 se encuentra el factor de resistencia “K” generalizado.

CAPÍTULO II

2. ESTUDIO DE LOS MÉTODOS DE MEDICIÓN Y CONTROL DE CAUDAL

2.1. VÁLVULAS DE CONTROL PARA FLUIDOS

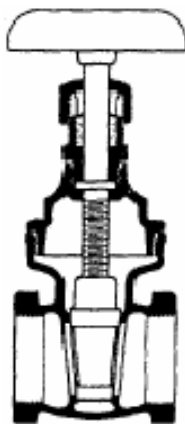
Las válvulas de control, son los elementos finales de control más frecuentes utilizados en el control de procesos que se comportan como un orificio cuya sección de paso varia continuamente con la finalidad de controlar un caudal en una forma determinada. Es un elemento mecánico que puede abrir y cerrar, conectar y desconectar, regular, modular o aislar una enorme serie de líquidos y gases, desde los más simples hasta los más corrosivos o tóxicos.

2.1.1 TIPOS DE VÁLVULAS

No existe una válvula universal ya que los requisitos en la industria son muy variables pero se han desarrollado con el paso de los años innumerables diseños. Casi todos los tipos de válvulas recaen en nueve categorías: válvulas de compuerta, válvulas de globo, válvulas de bola, válvulas de mariposa, válvulas de apriete, válvulas de diafragma, válvulas macho, válvulas de retención y válvulas de desahogo (alivio).

2.1.1.1 Válvula de Compuerta

Esta válvula es de vueltas múltiples, en la cual se cierra el orificio con un disco vertical de cara plana que se desliza en ángulos rectos sobre el asiento.



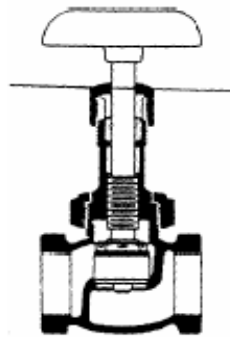
(Figura 2.1-Válvula de compuerta)

Fuente: Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. A-36

La válvula tiene una resistencia mínima a la circulación y es recomendada para la función de todo o nada o para regular sin estrangulación y en usos pocos frecuentes. Se las aplica en servicio general, aceites y petróleo, aire, pastas semilíquidas, líquidos espesos, vapor, gases y líquidos no condensables, líquidos corrosivos.

2.1.1.2 Válvula de Globo

Una válvula de globo es de vueltas múltiples, en la cual el cierre se logra por medio del disco o tapón que cierra o corta el paso del fluido en un asiento que suele estar paralelo con la circulación en la tubería.



(Figura 2.2 -Válvula de globo)

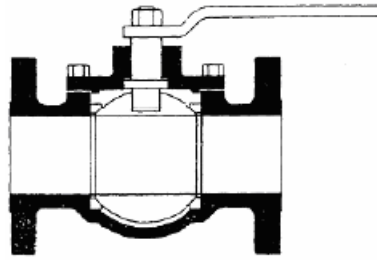
Fuente: Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. A-36

La válvula realiza un control preciso de la circulación aunque presenta cierta resistencia a la misma. Se la recomienda para regular la circulación de un fluido por estrangulación y en accionamientos frecuentes.

Se las utiliza para servicio general, líquidos, vapores, gases, corrosivos, pastas semilíquidas.

2.1.1.3 Válvula de bola

Las válvulas de bola son de 1/4 de vuelta, pues la bola taladrada gira entre asientos elásticos, lo cual permite la circulación directa en la posición abierta y corta el paso cuando se gira la bola 90° y cierra el conducto.



(Figura 2.3- Válvula de bola)

Fuente: Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. A-36

Se recomienda en aplicaciones que requieran apertura rápida con resistencia mínima a la circulación, a temperaturas moderadas.

Se las utiliza en servicio general y en aplicaciones de pastas semilíquidas.

2.1.1.4 Válvula de mariposa

La válvula de mariposa es de $\frac{1}{4}$ de vuelta y controla la circulación por medio de un disco circular, con el eje de su orificio en ángulos rectos con el sentido de la circulación.



(Figura 2.4 -Válvula de mariposa)

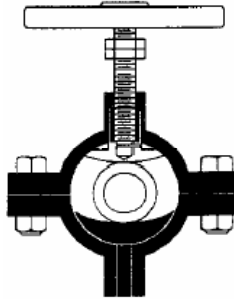
Fuente: Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. A-36

Esta válvula tiene una capacidad con baja caída de presión. Se la recomienda en accionamiento frecuente, en servicio de control por estrangulación o en función todo o nada y cuando se requiere corte positivo del fluido.

Son aplicadas para servicio general con líquidos y gases, en pastas semilíquidas, y líquidos con sólidos en suspensión.

2.1.1.5 Válvula de Compresión o de Apriete

La válvula de apriete es de vueltas múltiples y efectúa el cierre por medio de uno o más elementos flexibles, como diafragmas o tubos de caucho que se pueden apretar u oprimir entre sí para cortar la circulación.



(Figura 2.5 -Válvula de Compresión o de Apriete)

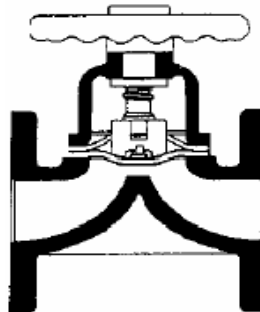
Fuente: Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. A-36

Se recomiendan en servicios de estrangulación con baja caída de presión, con temperaturas moderadas y cuando se requiere poco mantenimiento.

Se las aplica en procesos con pastas semilíquidas, lodos, pastas de minas, líquidos con grandes cantidades de sólidos en suspensión, sistemas para conducción neumática de sólidos y servicio de alimentos.

2.1.1.6 Válvula de Diafragma

Las válvulas de diafragma son de vueltas múltiples y efectúan el cierre por medio de un diafragma flexible sujeto a un compresor. Cuando el vástago de la válvula hace descender el compresor, el diafragma produce sellamiento y corta la circulación.



(Figura 2.6 -Válvula de Diafragma)

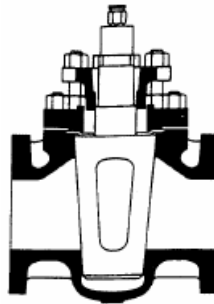
Fuente: Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. A-36

La válvula tiene un buen cierre y se la recomienda para regulación de flujo por estrangulación o en accionamiento todo o nada y en servicios con bajas presiones de trabajo.

Son muy aplicables en procesos químicos con fluidos muy difíciles como: fluidos corrosivos, materiales pegajosos o viscosos, pastas semilíquidas fibrosas, lodos, alimentos, productos farmacéuticos, fluidos con sólidos en suspensión.

2.1.1.7 Válvula Macho

La válvula de macho es de 1/ 4 de vuelta, y controla la circulación por medio del macho cilíndrico o cónico que tiene un agujero en el centro que se puede mover de la posición abierta a la cerrada mediante un giro de 90°.



(Figura 2.7- Válvula Macho)

Fuente: Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. A-36

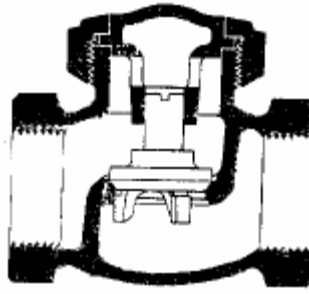
Esta válvula es recomendada para procesos que requieran accionamiento frecuente y con baja caída de presión a través de la válvula ya que presentan resistencia mínima a la circulación. Además se recomienda en servicios de regulación o de función todo o nada.

Se las aplica en servicio general con líquidos, gases, vapores, en fluidos corrosivos y en pastas semilíquidas.

2.1.1.8 Válvulas de Retención (Check)

La válvula de retención está destinada a impedir una inversión de la circulación. La circulación de líquido en el sentido deseado abre la válvula; al invertirse la

circulación, se cierra. Hay tres tipos básicos de válvulas de retención: 1) válvulas de retención de columpio, 2) de elevación y 3) de mariposa.



(Figura 2.8- Válvula de retención)

Fuente: Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. A-36

La válvula está recomendada principalmente para procesos en los que el sentido de circulación del fluido en la tubería cambia. Son útiles en tuberías tanto horizontales o verticales según el modelo de la válvula.

Las principales aplicaciones de la válvula son: servicio para vapor de agua, aire, gas, agua y vapores con altas y bajas velocidades de circulación.

2.1.1.9 Válvulas de Desahogo (Alivio)

Una válvula de desahogo es de acción automática para tener regulación automática de la presión. El uso principal de esta válvula es para servicio con fluidos no comprimibles y se abre con lentitud conforme aumenta la presión, para regularla.



(Figura 2.9- Válvula de desahogo)

Fuente: Flujo de Fluidos en válvulas accesorios y tuberías de Crane, pág. A-36

La válvula de seguridad es similar a la válvula de desahogo y se abre con rapidez con un salto para descargar la presión excesiva ocasionada por gases o líquidos comprimibles.

La válvula se recomienda para sistemas en donde se necesita una gama predeterminada de presiones y puede trabajar con agua caliente, vapor de agua, gases y otros vapores.

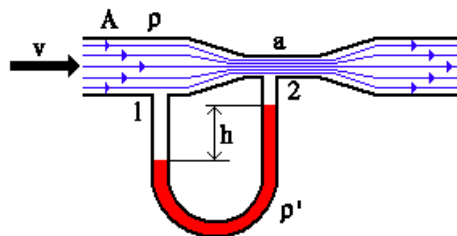
2.2 DISPOSITIVOS PARA MEDIR CAUDAL Y VELOCIDAD DE FLUJOS O FLUIDOS

2.2.1 Medidores de cabeza variable

El principio básico de estos medidores es que cuando una corriente de fluido se restringe, su presión disminuye por una cantidad que depende de la velocidad de flujo a través de la restricción, por lo tanto la diferencia de presión entre los puntos antes y después de la restricción puede utilizarse para indicar la velocidad del flujo. Los tipos más comunes de medidores de cabeza variable son el tubo venturi, la placa orificio y el tubo de flujo.

2.2.1.1 Tubo de venturi

Es una tubería corta recta, o garganta, entre dos tramos cónicos. La presión varía en la proximidad de la sección estrecha; así, al colocar un manómetro o instrumento registrador en la garganta se puede medir la caída de presión y calcular el caudal instantáneo.



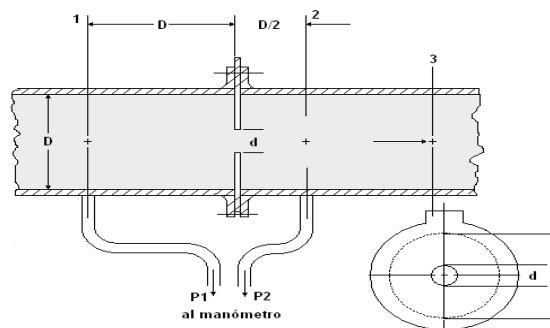
(Figura 2.10 - Tubo venturi)

Fuente: <http://avdiaz.files.wordpress.com/2008/10/medidores-de-area-variable.ppt>

Se utilizan con líquidos viscosos, sucios y limpios. En la Industria Automotriz: en el carburador del carro, el uso de éste se puede observar en lo que es la alimentación de combustible.

2.2.1.2 Placa Orificio

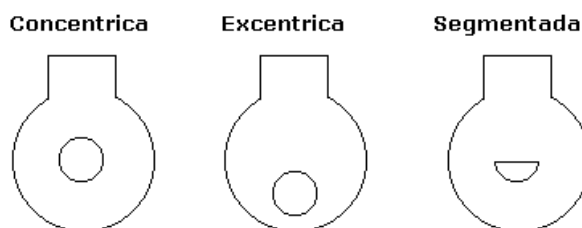
Cuando dicha placa se coloca en forma concéntrica dentro de una tubería, esta provoca que el flujo se contraiga de repente conforme se aproxima al orificio y después se expande de repente al diámetro total de la tubería. La corriente que fluye a través del orificio forma una vena contracta y la rápida velocidad del flujo resulta en una disminución de presión hacia abajo desde el orificio.



(Figura 2.11 - Placa orificio)

Fuente: <http://avdiaz.files.wordpress.com/2008/10/medidores-de-area-variable.ppt>

Algunos tipos de placas orificios son los siguientes:



Fuente: <http://avdiaz.files.wordpress.com/2008/10/medidores-de-area-variable.ppt>

La concéntrica: sirve para líquidos.

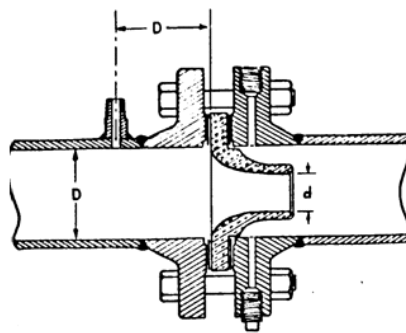
La excéntrica: para los gases.

La segmentada cuando los fluidos contienen un alto porcentaje de gases disueltos.

2.2.1.3 Boquilla o tobera de flujo

Es una contracción gradual de la corriente de flujo seguida de una sección cilíndrica recta y corta. Debido a la contracción pareja y gradual, existe una pérdida muy pequeña. La tobera de flujo, es un instrumento de medición que permite medir diferencial de presiones cuando la relación de β , es demasiado alta para la placa orificio, esto es, cuando la velocidad del flujo es mucho mayor y las pérdidas empiezan a hacerse notorias.

Luego, al instalar un medidor de este tipo se logran mediciones mucho más exactas.



(Figura 2.12 - Boquilla)

Fuente: <http://avdiaz.files.wordpress.com/2008/10/medidores-de-area-variable.ppt>

Donde β se define como el coeficiente del diámetro de la garganta y el diámetro de la sección de la tubería principal. Esto es:

$$\beta = d/D$$

Además este tipo de medidor es útil para fluidos con muchas partículas en suspensión o sedimentos, su forma hidrodinámica evita que sedimentos transportados por el fluido queden adheridos a la tobera.

2.2.2 Medidores de área variable

Los medidores de área variable pertenecen al grupo de los llamados medidores diferenciales de presión.

Esta clase de medidores presenta una reducción de la sección de paso del fluido, dando lugar a que el fluido aumente su velocidad, lo que origina un aumento de su energía cinética y, por consiguiente, su presión tiende a disminuir en una proporción

equivalente, de acuerdo con el principio de la conservación de la energía, creando una diferencia de presión estática entre las secciones aguas arriba y aguas abajo del medidor.

2.2.2.1 Rotámetro

Los rotámetros o flujómetros son instrumentos utilizados para medir caudales, tanto de líquidos como de gases que trabajan con un salto de presión constante. Se basan en la medición del desplazamiento vertical de un “elemento sensible”, cuya posición de equilibrio depende del caudal circulante que conduce simultáneamente, a un cambio en el área del orificio de pasaje del fluido, de tal modo que la diferencia de presiones que actúan sobre el elemento móvil permanece prácticamente constante.

La fuerza equilibrante o antagónica en este tipo de medidores lo constituye la fuerza de gravedad que actúa sobre el elemento sensible construido por lo general de forma cilíndrica con un disco en su extremo, y provisto de orificios laterales por donde circula fluido que inducen una rotación alrededor de su eje para propósitos de estabilidad y centrado. Existen también elementos sensibles de forma esférica, utilizados por lo general para medición de bajos caudales que carecen de rotación.

El rotámetro en su forma más simple consta de un tubo de vidrio de baja conicidad, en cuyo interior se encuentra el elemento sensible al caudal que circula por el tubo, al cual se denomina “flotador”. Bajo la acción de la corriente de líquido o gas el flotador se desplaza verticalmente, e indica sobre una escala graduada directamente el caudal circulante, o una altura que sirve como dato de entrada para determinar el caudal en una curva o gráfico de calibración que debe obtenerse experimentalmente.

El principio de funcionamiento de los rotámetros se basa en el equilibrio de fuerzas que actúan sobre el flotador. En efecto, la corriente fluida que se dirige de abajo hacia arriba a través del tubo cónico del rotámetro, provoca la elevación del flotador hasta una altura en que el área anular comprendido entre las paredes del tubo y el cuerpo del flotador, adquiere una dimensión tal que las fuerzas que actúan sobre el mismo se equilibran, y el flotador se mantiene estable a una altura que corresponde a un determinado valor de caudal circulante.

Las fuerzas que actúan sobre el flotador son tres y de naturaleza distinta:

- **Fuerza de origen aerodinámico** o resistencia aerodinámica, D actuando hacia arriba.
- **Fuerza de Arquímedes o empuje hidrostático**, E también actuando hacia arriba.

· **Fuerza gravitatoria** o peso **W** actuando hacia abajo.

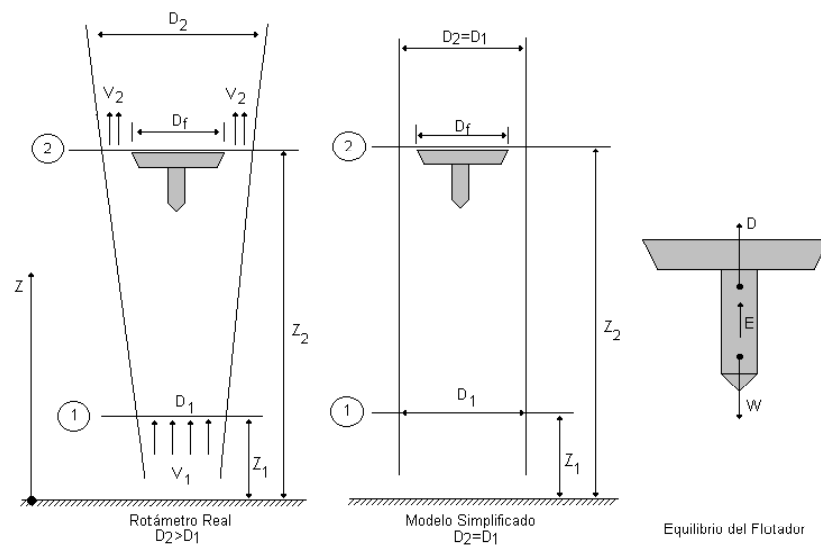
En condiciones de estabilidad, el flotador se mantiene a una altura constante, y el equilibrio de fuerzas es tal que la suma de la resistencia aerodinámica D y el empuje hidrostático E equilibran al peso W , pudiendo plantearse la siguiente ecuación de equilibrio:

$$\Sigma F_v = D + E - W = 0 \Rightarrow D + E = W \quad (\text{Ec.2.1})^8$$

2.2.2.1.1 Ecuación de un rotámetro

Con el objeto de encontrar las ecuaciones que rigen el comportamiento de un rotámetro, y las variables físicas de las cuales depende, se derivarán dichas ecuaciones considerando un modelo elemental de rotámetro que contempla las siguientes hipótesis simplificativas:

- 1) Flujo incomprensible y no viscoso
- 2) Tubo de conicidad nula



(Figura 2.13 - Rotámetro elemental)

Fuente: <http://www.efn.unc.edu.ar/departamentos/aero/Asignaturas/MecFluid/material/Teoria%20Rotametro.pdf>

2.2.2.1.2 Ecuaciones de vínculo

Se aplicarán las siguientes ecuaciones de vínculo de la Mecánica de los Fluidos:

- a) Ecuación de la Cantidad de Movimiento.

⁸ Rotámetros Fundamentos y Calibración. Ing. Esteban Ibarrola. Pág. 5-10

b) Ecuación de Conservación de la Masa.

c) Ecuación de Bernoulli.

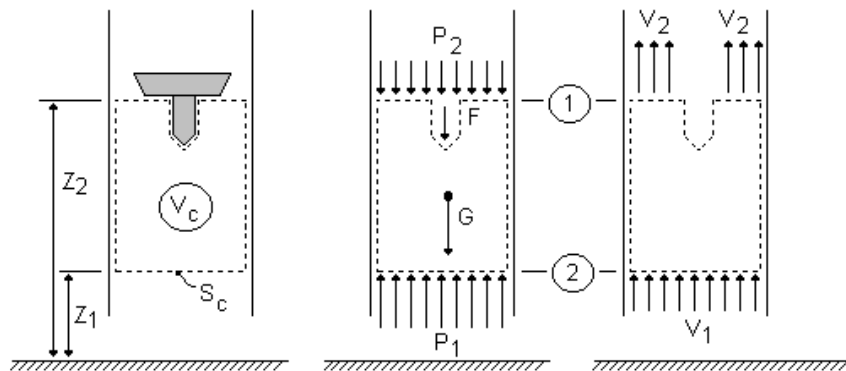
2.2.2.1.3 Ecuación de la cantidad de movimiento

La componente según el eje “Z” de la ecuación de Cantidad de Movimiento es expresa como:

$$R_z = \iiint_V w(\rho \cdot \vec{V} \cdot \vec{n}) d\sigma \quad (\text{Ec.2.2})^8$$

Donde en R_z se incluye, tanto las fuerzas de masa como las de superficie que actúan sobre el fluido contenido en el interior del volumen de control, siendo el segundo miembro el flujo neto de cantidad de movimiento que atraviesa la superficie de control.

Una selección cuidadosa y adecuada del volumen de control permitirá poner en evidencia las variables convenientemente. El volumen de control utilizado se indica en líneas de punto en la Figura 2.14. La aplicación de la ecuación (2.2) se efectúa a continuación:



(Figura 2.14)

Fuente: <http://www.efn.unc.edu.ar/departamentos/aero/Asignaturas/MecFluid/material/Teoria%20Rotametro.pdf>

2.2.2.1.4 Fuerzas de superficie y masa

Para el volumen de control indicado, despreciando las fuerzas de superficie debida a las tensiones tangenciales y en la hipótesis que la presión en la sección (2) es aproximadamente constante, la fuerza resultante R_z sobre el volumen de control es:

⁸ Rotámetros Fundamentos y Calibración. Ing. Esteban Ibarrola. Pág. 5-10

$$R_z = P_1 * A - P_2 * A - F - G$$

Donde F representa a la fuerza que el flotador ejerce sobre el volumen de control en su interface con el fluido, A es el área de la sección transversal y G es el peso del fluido contenido en su interior, que puede expresarse como:

$$G = g \cdot \rho_a \cdot A(Z_2 - Z_1) \quad (\text{Ec.2.3})^8$$

Donde:

g es la aceleración normal de la gravedad.

ρ_a es la densidad del agua.

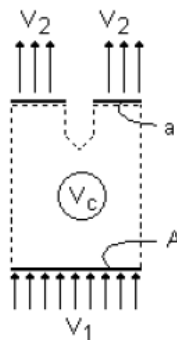
A es el área transversal

Obsérvese que el volumen de control seleccionado excluye tanto el empuje E como el peso W del flotador. Por otra parte el módulo de la fuerza F en virtud del principio de acción y reacción es igual a la resistencia aerodinámica D del flotador:

Teniendo presente las ecuaciones (2.1) y (2.3), R_z se puede escribir:

$$R_z = (P_1 - P_2) \cdot A - (W - E) - g \cdot \rho_a \cdot A(Z_2 - Z_1) \quad (\text{Ec.2.4})^8$$

2.2.2.1.5 Flujo de cantidad de movimiento



(Figura 2.15 - Flujo de cantidad de movimiento)

Fuente: <http://www.efn.unc.edu.ar/departamentos/aero/Asignaturas/MecFluid/material/Teoria%20Rotametro.pdf>

Para el volumen de control seleccionado el flujo de cantidad de movimiento (Figura 2.15) es:

⁸ Rotámetros Fundamentos y Calibración. Ing. Esteban Ibarrola. Pág. 5-10

$$\oiint_{\Sigma} w(\rho \cdot \vec{V} \cdot \vec{n}) d\sigma = q_m (V_2 - V_1) = \rho_a \cdot q (V_2 - V_1) \quad (\text{Ec.2.5})^8$$

Donde:

q_m es el flujo másico.

q es el caudal.

V_1 y V_2 son las velocidades del fluido.

La ecuación de conservación de la masa para el mismo volumen de control considerando al fluido y al movimiento como, incompresible establece que:

$$q = V_1 \cdot A = V_2 \cdot a$$

Donde:

$$V_2 = \frac{q}{a} \quad \text{y} \quad V_1 = \frac{q}{A} \quad (\text{Ec.2.6})^8$$

Reemplazando las relaciones (2.6) en la ecuación (2.5):

$$\oiint_{\Sigma} w(\rho \cdot \vec{V} \cdot \vec{n}) d\sigma = \rho_a \cdot q^2 \left(\frac{1}{a} - \frac{1}{A} \right) \quad (\text{Ec. 2.7})^8$$

Igualando las ecuaciones (2.4) y (2.7) y sacando factores comunes:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho_a} - g(Z_2 - Z_1) = \frac{q^2}{\rho_a \cdot A} \left(\frac{1}{a} - \frac{1}{A} \right) + \frac{W - E}{\rho_a \cdot A} \quad (\text{Ec. 2.8})^8$$

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre las secciones (1) y (2) del volumen de control:

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho_a \cdot V_1^2 + g \cdot \rho_a \cdot Z_1 = P_2 + \frac{1}{2} \rho_a \cdot V_2^2 + g \cdot \rho_a \cdot Z_2$$

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho_a} - g(Z_2 - Z_1) = \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) \quad (\text{Ec. 2.9})^8$$

Por conservación de masa:

⁸ Rotámetros Fundamentos y Calibración. Ing. Esteban Ibarrola. Pág. 5-10

$$V_1^2 = \frac{q^2}{A^2} \quad \text{y} \quad V_2^2 = \frac{q^2}{a^2} \quad (\text{Ec. 2.10})^8$$

Reemplazando la ecuación (2.10) en la ecuación (2.9):

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho_a} - g(Z_2 - Z_1) = \frac{q^2}{2} \left(\frac{1}{a^2} - \frac{1}{A^2} \right) \quad (\text{Ec. 2.11})^8$$

Llevando la ecuación (2.11) a la (2.9) y despejando q^2 :

$$q^2 = \frac{2(W - E)/\rho_a \cdot A}{\left[\left(\frac{1}{a^2} - \frac{1}{A^2} \right) - \frac{2}{A} \left(\frac{1}{a} - \frac{1}{A} \right) \right]} \quad (\text{Ec. 2.12})^8$$

Multiplicando y dividiendo el denominador del segundo miembro por A^2 :

$$q^2 = \frac{2A(W - E)/\rho}{\left(\frac{A^2}{a^2} - 1 \right) - \frac{2A}{a} + 2}$$

Desarrollando el numerador el caudal q resulta:

$$q = \frac{\sqrt{2A} \cdot \sqrt{(W - E)}}{\left(\frac{A}{a} - 1 \right)} \quad (\text{Ec. 2.13})^8$$

Si con A_f se designa al área del flotador, el área a de pasaje de fluido en la sección (2) resulta:

$$a = A - A_f \quad (\text{Ec. 2.14})^8$$

Llamando a la relación entre diámetros del tubo y flotador a:

$$\alpha = \frac{D}{D_f} \quad (\text{Ec. 2.15})^8$$

Llevando (2.14) y (2.15) a la ecuación (2.13):

⁸ Rotámetros Fundamentos y Calibración. Ing. Esteban Ibarrola. Pág. 5-10

$$q = (\alpha^2 - 1) \alpha \sqrt{\pi/2} \cdot D_f \sqrt{(W - E) / \rho_a} \quad (\text{Ec. 2.16})^8$$

Haciendo:

$$k_1 = (\alpha^2 - 1) \cdot \alpha \sqrt{\pi/2}$$

El caudal se expresa:

$$q = k_1 D_f \sqrt{(W - E) / \rho_a} \quad (\text{Ec. 2.17})^8$$

Siendo el peso W del flotador igual al producto del peso específico del material del mismo por el volumen:

$$W = \gamma_f v_f = g \rho_f v_f$$

Donde:

γ_f es el peso específico del flotador

v_f es el volumen del flotador

ρ_f es la densidad del flotador

Y el empuje hidrostático E:

$$E = \gamma_a v_f = g \rho_a v_f$$

La ecuación (2.17) se puede escribir:

$$q = k_1 D_f \sqrt{g v_f (\rho_f - \rho_a) / \rho_a}$$

Haciendo:

$$k_2 = D_f \sqrt{g \cdot v_f} \quad \text{y} \quad k = k_1 \cdot k_2$$

El caudal en volumen q finalmente se puede expresar como:

⁸ Rotámetros Fundamentos y Calibración. Ing. Esteban Ibarrola. Pág. 5-10

$$q = k \sqrt{\frac{(\rho_f - \rho_a)}{\rho_a}} \quad (\text{Ec.2.18})^8$$

Esta expresión indica que el caudal en volumen es directamente proporcional a las geometrías del tubo y el flotador a través de las constantes k_1 y k_2 , y de la raíz cuadrada del cociente entre la diferencia de densidades del material del flotador y la densidad del fluido.

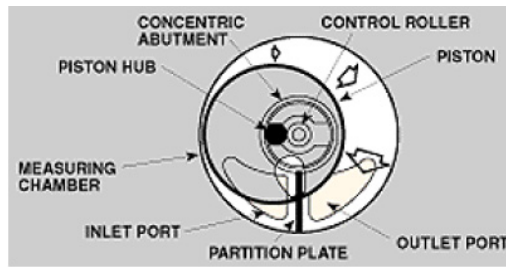
2.2.3 Medidores de desplazamiento positivo

Los medidores de desplazamiento positivo miden el caudal volumétrico contando o integrando volúmenes separados del líquido. Las partes mecánicas de éstos instrumentos se mueven aprovechando la energía del fluido en movimiento. La precisión depende de los espacios entre las partes móviles y las fijas y aumenta con la calidad de la mecanización y con el tamaño del instrumento. Dentro de los medidores de desplazamiento positivo se encuentran: el medidor de disco giratorio y el medidor de pistón alternativo.

2.2.3.1 Medidor de pistón

Consiste de un pistón hueco montado excéntricamente dentro de un cilindro. El cilindro y el pistón tienen la misma longitud, pero el pistón, como se aprecia en la figura, tiene un diámetro más pequeño que el cilindro. El pistón, cuando está en funcionamiento, oscila alrededor de un puente divisor, que separa la entrada de la salida de líquido. Al comienzo de un ciclo el líquido entra al medidor a través de la puerta de entrada A, en la posición 1, forzando al pistón a moverse alrededor del cilindro en la dirección mostrada en la figura, hasta que el líquido delante del pistón es forzado a salir a través de la puerta de salida B, en la posición 4, quedando el dispositivo listo para comenzar otro ciclo.

⁸ Rotámetros Fundamentos y Calibración. Ing. Esteban Ibarrola. Pág. 5-10



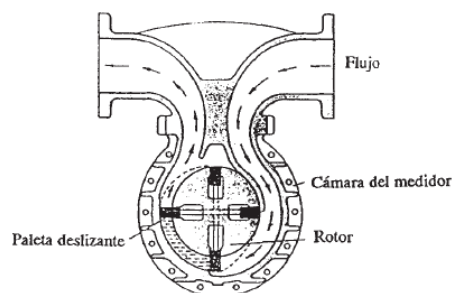
(Figura 2.16 – Medidor de pistón)

Fuente: http://www.ing.unlp.edu.ar/electrotecnia/procesos/apuntes/Medicion_de_Caudal.pdf

Se utilizan, habitualmente, para medidas precisas pequeños caudales, siendo una de sus aplicaciones en unidades de bombeo de distribución de petróleo.

2.2.3.2 Paletas Deslizantes

Consta de un rotor con unas paletas, dispuestas en parejas opuestas, que se pueden deslizar libremente hacia adentro y hacia afuera de su alojamiento. Los miembros de las paletas opuestas se conectan rígidamente mediante varillas, y el fluido circulando actúa sobre las paletas sucesivamente, provocando el giro del rotor. Mediante esta rotación el líquido se transfiere desde la entrada a la salida a través del espacio entre las paletas. Como éste es el único camino para el paso del líquido, contando el número de revoluciones del rotor, puede determinarse la cantidad de líquido que ha pasado.



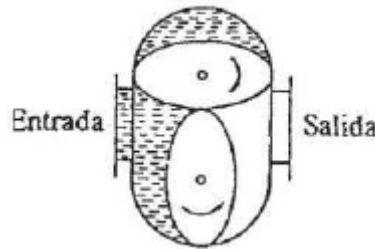
(Figura 2.17 – Paletas deslizantes)

Fuente: http://www.ing.unlp.edu.ar/electrotecnia/procesos/apuntes/Medicion_de_Caudal.pdf

Se usan para medir líquidos de elevado coste siendo instalados, generalmente en camiones cisternas para la distribución de combustible para la calefacción.

2.2.3.3 Engranaje oval

Dispone de dos ruedas ovales que engranan entre sí y tienen un movimiento de giro debido a la presión diferencial creada por el flujo de líquido. La acción del líquido actúa de forma alternativa sobre cada una de las ruedas, dando lugar a un giro suave de un par prácticamente constante. Una cantidad fija de líquido pasa por el medidor por cada revolución.



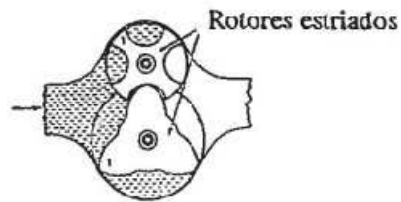
(Figura 2.18 – Engranaje oval)

Fuente: http://www.ing.unlp.edu.ar/electrotecnia/procesos/apuntes/Medicion_de_Caudal.pdf

Utilizados en aplicaciones sin suministro de energía eléctrica. Encontrados en industrias como: alimenticia, química, petroquímica, laboratorios y automotriz.

2.2.3.4 Engranaje Helicoidal

Su funcionamiento es similar al del engranaje oval.



(Figura 2.19 – Engranaje helicoidal)

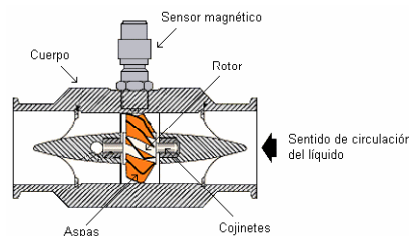
Fuente: http://www.ing.unlp.edu.ar/electrotecnia/procesos/apuntes/Medicion_de_Caudal.pdf

Utilizados en aplicaciones sin suministro de energía eléctrica. Encontrados en industrias como: alimenticia, química, petroquímica, laboratorios y automotriz.

2.2.4 Otros medidores volumétricos

2.2.4.1 Medidores de turbina

Los medidores de turbina consisten en un rotor de múltiples aspas montado en una tubería, perpendicular al movimiento del líquido. El paso del líquido a través de las aspas ejerce una fuerza de rotación que hace girar al rotor a una velocidad que resulta directamente proporcional al caudal. La velocidad de rotación de la turbina es censada por un transductor magnético, cuya señal de salida es un tren de pulsos, los cuales pueden ser contados y totalizados. El número de pulsos contados en un período de tiempo dado, es directamente proporcional al caudal volumétrico.



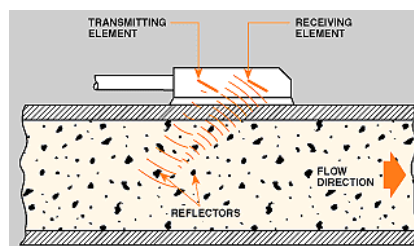
(Figura 2.20 – Medidores de turbina)

Fuente: http://www.ing.unlp.edu.ar/electrotecnia/procesos/apuntes/Medicion_de_Caudal.pdf

Utilizado con grandes flujos para sobrepresiones, altas temperaturas y bajas viscosidades. Se los encuentra en industrias petroleras, petroquímicas, químicas, agua, alimenticia y refresquería.

2.2.4.2 Caudalímetros ultrasónicos

La medición del caudal se realiza por medio de una onda sonora ultrasónica que se propaga a través del líquido. Constan básicamente de dos transductores piezoeléctricos, uno actúa como transmisor y otro como receptor de la onda sonora. Ambos transductores se ubican en los lados opuestos de la cañería. Para utilizar este tipo de caudalímetros, es necesario conocer la velocidad de propagación de la onda ultrasónica en el líquido al cuál se quiere medir el caudal. Entre los caudalímetros ultrasónicos se encuentran el de tiempo de vuelo y el efecto Doppler.



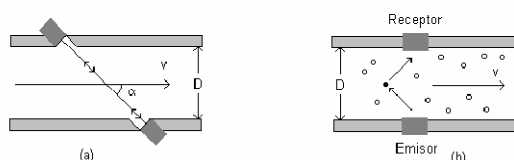
(Figura 2.21 – Caudalímetros ultrasónicos)

Fuente: http://www.ing.unlp.edu.ar/electrotecnia/procesos/apuntes/Medicion_de_Caudal.pdf

Se utiliza en la medición de caudal bi-direccional en aplicaciones con líquidos sucios y líquidos viscosos. Se los encuentra en la medición de hidrocarburos y sus derivados y en sistemas de medición de agua.

2.2.4.3 Caudalímetro de tiempo de vuelo

Los medidores tipo Time of Travel tienen transductores montados en cada lado de la tubería. La configuración es tal que las ondas de sonido que viajan entre los dispositivos se encuentran a un ángulo de 45° con respecto a la dirección del flujo de líquido. La velocidad de la señal que viaja entre los transductores aumenta o disminuye con la dirección de la transmisión y la velocidad del líquido es medida. Una relación de diferencial de tiempo proporcional al flujo puede ser obtenida mediante la transmisión de la señal alternativamente en ambas direcciones.



(Figura 2.22 – Caudalímetro de tiempo de vuelo)

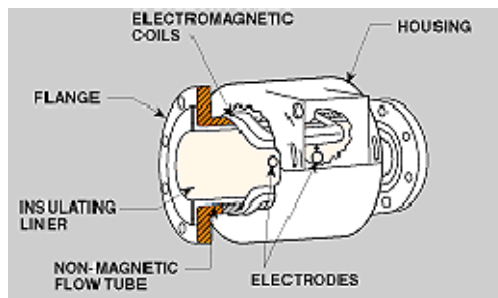
Fuente: http://www.ing.unlp.edu.ar/electrotecnia/procesos/apuntes/Medicion_de_Caudal.pdf

Se utilizan con líquidos limpios y viscosos aunque debido a la moderna técnica de micro-impulsos algunos modelos permiten medidas de líquidos con cierto contenido de partículas y gas.

Se los encuentra en aplicaciones como: agua potable, extracción de petróleo, industria papelera, plantas generadoras de energía, plantas químicas, plataformas marinas y tratamiento de agua residual.

2.2.4.4 Medidor electromagnético

Los medidores electromagnéticos operan mediante la ley de Faraday de inducción electromagnética, que establece que un voltaje será inducido cuando un conductor se mueve a través de un campo magnético. El líquido sirve como el conductor, el campo magnético es generado por bobinas de energía ubicadas afuera de la tubería de flujo. La cantidad de tensión producida es directamente proporcional al caudal del fluido.



(Figura 2.23 – Medidor electromagnético)

Fuente: http://www.ing.unlp.edu.ar/electrotecnia/procesos/apuntes/Medicion_de_Caudal.pdf

Se utiliza con líquidos sucios y limpios; líquidos viscosos y conductores. Se los encuentra en las industrias alimenticia, de bebidas y farmacéutica.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

3.1. INTRODUCCIÓN

El presente capítulo tiene como finalidad el diseño y simulación del banco de pruebas para pérdidas de carga en tuberías y accesorios.

Para partir con el diseño vamos a utilizar tubería de 3/4" cédula 80 en PVC, tubería de 1/2" cédula 40 en acero, tubería de 3/8" cédula 40 en acero, y tubería de 1/2" cédula 80 de PVC cuya rugosidad y medidas se detalla a continuación.

<i>Tamaño nominal de la tubería</i>	<i>diámetro exterior (mm)</i>	<i>grosor de la pared (mm)</i>	<i>diámetro interior (mm)</i>	<i>Rugosidad (metros)</i>
3/8" acero comercial	17.1	2.31	12.5	0.000046
1/2" acero comercial	21.3	2.77	15.8	0.000046
3/4" PVC	26.7	2.87	18.8	0.00000152
1/2" PVC	21.3	2.77	13.9	0.00000152

(Tabla 3.1- Propiedades Tubería)

Fuente: Cálculo Hidráulico de tuberías industriales, PDVSA, pág. 50

Como fluido utilizaremos agua, dado que el banco de pruebas estará en Quito se usará una temperatura promedio de 20°C y una presión atmosférica de 72.66 Kpa. Con estas condiciones las propiedades del agua son:

Densidad = 998.2 kg/m³

Viscosidad = 1.005×10^{-3} Ns/m²

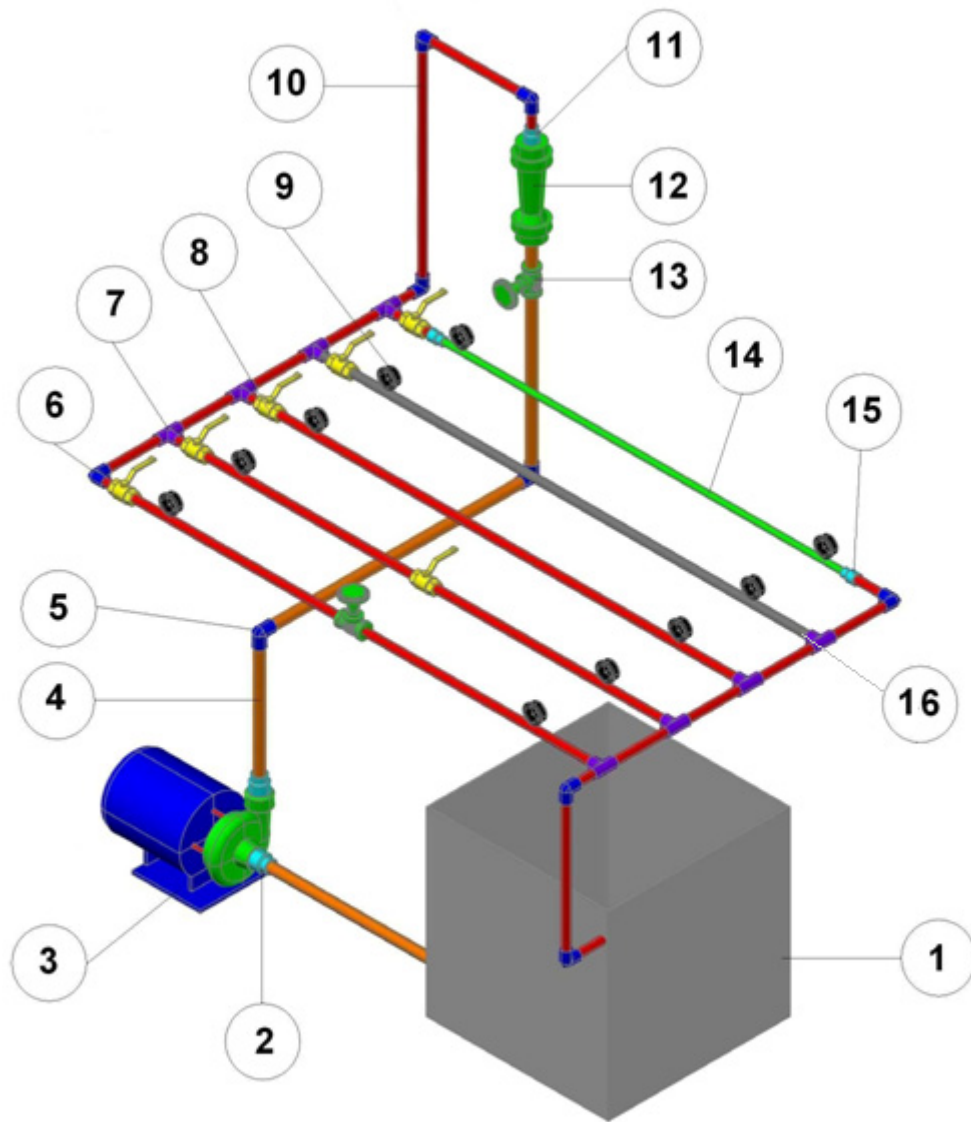
Se muestra el proceso de cálculo solamente para una sola línea de tubería y se presentan los resultados obtenidos para las demás líneas utilizando el mismo proceso, se trabajara con el sistema internacional de unidades.

Para la simulación del banco de pruebas se utilizó el programa Pipeflow Expert, el cual ayuda al cálculo de las pérdidas en tuberías y accesorios. Consta de una amplia base de datos donde se encuentran los coeficientes de fricción "K" y las dimensiones de las tuberías.

La simulación nos ayudará a corroborar los cálculos realizados manualmente, ya que las formulas aplicadas, los coeficientes de fricción y los factores "K" de los accesorios son similares en los dos casos.

3.2 PARTES DEL BANCO DE PRUEBAS

El módulo didáctico propuesto para medir la pérdida de carga en tuberías y accesorios consta de los elementos que se muestran en la figura 3.1.



(Figura 3.1 - Banco de pruebas)

Fuente: El Autor

Las partes constitutivas del módulo son:

1. Tanque de almacenamiento
2. Reducción de 1" a 3/4"
3. Bomba
4. Tubería de 3/4" CED 80 PVC
5. Codo a 90° para tubería de 3/4"
6. Codo a 90° para tubería de 1/2"
7. Unión en T para tubería de 1/2"
8. Válvula de bola
9. Manómetro
10. Tubería de 1/2" CED 40 ACERO
11. Reducción de 3/4" a 1/2"
12. Rotámetro
13. Válvula de Globo
14. Tubería de 3/8" CED 40 ACERO
15. Reducción de 1/2" a 3/8"
16. Tubería e 1/2" CED 80 PVC

3.3 VELOCIDAD MÁXIMA EN TUBERÍAS

La velocidad máxima es el límite superior de diseño, con el cual se trata de evitar el desgaste de las paredes de las tuberías y estructuras. La velocidad máxima permisible para los diferentes tipos de material se muestra en la Tabla 3.2.

MATERIAL DE LA TUBERÍA.	VELOCIDAD (m/seg.)	
	MÁXIMA.	MÍNIMA.
Concreto simple hasta 45 cm. de diámetro	3.00	0.30
Concreto reforzado de 60 cm. de diámetro ó mayores.	3.50	0.30
Concreto presforzado.	3.50	0.30
Acero con revestimiento.	5.00	0.30
Acero sin revestimiento.	5.00	0.30
Acero galvanizado.	5.00	0.30
Asbesto cemento.	5.00	0.30
Hierro fundido.	5.00	0.30
Hierro dúctil.	5.00	0.30
Polietileno de alta densidad.	5.00	0.30
PVC	5.00	0.30

(Tabla 3.2 – Velocidades en la tubería)

Fuente: Cálculo Hidráulico de tuberías industriales, PDVSA, pág. 45

3.4 CAUDAL MÁXIMO

Dado que existe un límite de velocidad en las tuberías procederemos a calcular el caudal máximo para evitar sobrepasar dicha velocidad.

Tubería de 3/8"

$$Q_{max} = V * A \quad Q_{max} = 5 \frac{m}{s} * 1.236 \times 10^{-4} m^2 \times \frac{3600s}{h} \quad Q_{max} = 2.2 \frac{m^3}{h}$$

Tubería de 1/2"

$$Q_{max} = V * A \quad Q_{max} = 5 \frac{m}{s} * 1.96 \times 10^{-4} m^2 \times \frac{3600s}{h} \quad Q_{max} = 3.51 \frac{m^3}{h}$$

Tubería de 3/4"

$$Q_{max} = V * A \quad Q_{max} = 5 \frac{m}{s} * 3.437 \times 10^{-4} m^2 \times \frac{3600s}{h} \quad Q_{max} = 6.19 \frac{m^3}{h}$$

El caudal máximo que vamos a utilizar dentro del banco de pruebas para evitar que se sobre pase el límite de velocidad en cualquier tubería será:

$$2.2 \frac{m^3}{h} = 36.6 \frac{lit}{min} = 0.0006 \frac{m^3}{s}$$

3.5 SELECCIÓN DEL ROTÁMETRO

Dentro del mercado existe un rotámetro con un rango de 0.25 a 2.5 m³/h. Y es el modelo LZS-25 de la fábrica Cibas Meter, con una exactitud de ± 5%

DN (mm)	Model	Range m³/h	Socket Joint	Male	Female	Elbow
25	LZS-25	0.1~1 0.16~1.6 0.25~2.5	Ø32	3/4"NPT	G3/4"	G3/4"



(Figura 3.2 - Selección Rotámetro)

Fuente: Cibas Meter – Catálogo rotámetros

3.6 CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA EN EL SISTEMA

Las pérdidas de carga en las tuberías son de dos clases: primarias y secundarias.

Las pérdidas primarias, son las pérdidas de superficie en el contacto de fluido con la tubería.

Las pérdidas secundarias, son las pérdidas de forma que tienen lugar en las transiciones (estrechamientos o expansiones de la corriente) codos, válvulas y toda clase de accesorios de tubería.

Para calcular las pérdidas primarias utilizaremos la ecuación de Darcy dada por:

$$hl = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Ec. 1.4})$$

Donde:

hl pérdida de carga debida al flujo del fluido (m)

f factor de fricción

L longitud de la tubería (m)

D diámetro interno de la tubería (m)

V velocidad del fluido (m/s)

g aceleración de gravedad (m/s²)

Para las pérdidas secundarias utilizaremos la misma ecuación de Darcy expresada con el coeficiente de resistencia “K”

$$hl = K \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Ec. 1.5})$$

Donde:

hl pérdida de carga debida al flujo del fluido (m)

K Coeficiente de resistencia del accesorio

V velocidad del fluido (m/s)

g aceleración de gravedad (m/s²)

3.6.1 Coeficiente de resistencia “K” de los accesorios utilizados

3.6.1.1 Cálculo Estimado del Factor “K” del Rotámetro

Dado que de fábrica no se indica el factor “K” del rotámetro, vamos a proceder a calcular un valor estimado.



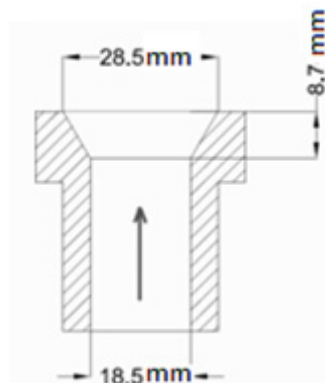
(Figura 3.3 - Rotámetro)

Fuente: El Autor

Para proceder con el cálculo del factor “K” vamos a realizarlo por secciones como se indica a continuación.

Sección 1

Calculamos el factor “K” de la primera sección en el cual se indica el sentido de flujo.



(Figura 3.4 Sección 1)

Fuente: El Autor

Procedemos a calcular el ángulo de inclinación para conocer que fórmula tenemos que aplicar.

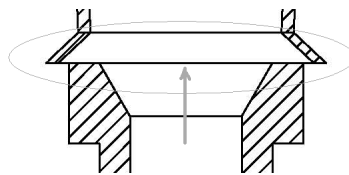
$$\alpha = \tan^{-1} \frac{5}{8.7} \quad \alpha = 29.88^\circ \quad \Theta = 2\alpha = 59.77^\circ$$

Dado que Θ es mayor a 45° y menor a 180° aplicamos la fórmula:

$$K = \left(1 - \frac{d1^2}{d2^2}\right) \quad K = \left(1 - \frac{18.5^2}{28.5^2}\right) \quad K = 0.34$$

Entre la sección 1 y la sección 2

En la unión entre la sección 1 y la sección 2 también existe una pérdida de carga y aplicamos la fórmula de ensanchamiento brusco:



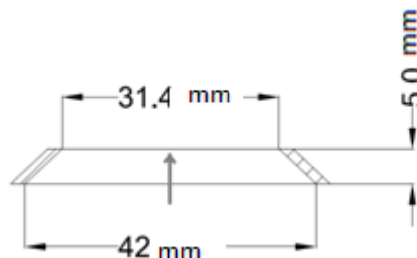
(Figura 3.5 - unión)

Fuente: El Autor

$$K = \left(1 - \frac{d1^2}{d2^2}\right)^2 \quad K = \left(1 - \frac{28.5^2}{42^2}\right)^2 \quad K = 0.29$$

Sección 2

Calculamos el factor “K” de la segunda sección.



(Figura 3.6 - Sección 2)

Fuente: El Autor

Procedemos a calcular el ángulo de inclinación para conocer que fórmula tenemos que aplicar.

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{5.3}{5} \quad \alpha = 46.7^\circ \quad \Theta = 2\alpha = 93.4^\circ$$

Dado que es una contracción y Θ es mayor a 45° y menor a 180° aplicamos la siguiente fórmula:

$$K = 0.5 \left(1 - \frac{d1^2}{d2^2} \right) \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}} \quad K = 0.5 \left(1 - \frac{31.4^2}{42^2} \right) \sqrt{\sin \frac{93.4}{2}} \quad K=0.2$$

Sección 3

Calculamos el factor “K” de la tercera sección.



(Figura 3.7 - Sección 3)

Fuente: El Autor

Procedemos a calcular el ángulo de inclinación para conocer que fórmula tenemos que aplicar.

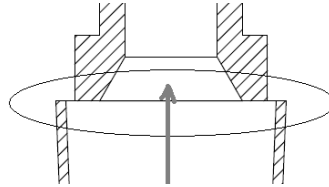
$$\alpha = \tan^{-1} \frac{5.3}{133.7} \quad \alpha = 2.27^\circ \quad \Theta = 2\alpha = 4.54^\circ$$

Dado que es una expansión y Θ es menor a 45° aplicamos la siguiente fórmula:

$$K = 2.6 \sin \frac{\theta}{2} \left(1 - \frac{d1^2}{d2^2} \right)^2 \quad K = 2.6 \sin \frac{4.54}{2} \left(1 - \frac{31.4^2}{42^2} \right)^2 \quad K=0.02$$

Entre la sección 3 y la sección 4

En la unión entre la sección 3 y la sección 4 también existe una pérdida de carga y aplicamos la fórmula de la contracción brusca:



(Figura 3.8 - unión)

Fuente: El Autor

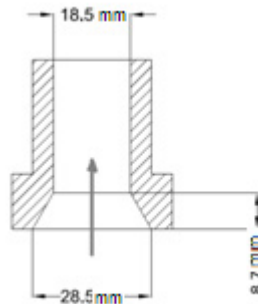
$$K = 0.5 \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right)$$

$$K = 0.5 \left(1 - \frac{28.5^2}{42^2} \right)$$

$$K = 0.26$$

Sección 4

Calculamos el factor “K” de la cuarta sección en el cual se indica el sentido de flujo.



(Figura 3.9 - Sección 4)

Fuente: El Autor

Procedemos a calcular el ángulo de inclinación para conocer que fórmula tenemos que aplicar.

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{5}{8.7}$$

$$\alpha = 29.88^\circ$$

$$\Theta = 2\alpha = 59.77^\circ$$

Dado que es una contracción y Θ es mayor a 45° y menor a 180° aplicamos la siguiente fórmula:

$$K = 0.5 \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right) \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}} \quad K = 0.5 \left(1 - \frac{18.5^2}{28.5^2} \right) \sqrt{\sin \frac{59.77}{2}} \quad K=0.21$$

Después se procede a realizar la suma de todos los factores “K” calculados en cada sección para obtener un valor K total del rotámetro.

$$K_t = 0.21 + 0.34 + 0.2 + 0.02 + 0.26 + 0.29$$

$$K_t = 1.32$$

3.6.1.2 Válvula de Globo

Dentro del banco de pruebas utilizaremos dos válvulas de globo, una para regular el caudal, y la otra de uso didáctico para calcular la pérdida de energía dentro del tramo y del accesorio.



(Figura 3.10 - Válvula de globo)

Fuente: <http://www.aguamarket.com/sql/productos/fotos/VALVULA%20GLOBO%20MIPEL%20FIG%2005.jpg>

Los factores “K” de cada válvula son:

- Válvula de globo de 3/4", factor K = 8.5
- Válvula de globo de 1/2", factor K = 9.2

3.6.1.3 Válvula de bola

Se utiliza las válvulas de bola, en un caso para controlar la dirección del flujo por cada tramo, y en el otro caso de uso didáctico para calcular la pérdida de energía dentro del tramo y del accesorio.



(Figura 3.11 - Válvula de bola)

Fuente: <http://neumatica-es.timmer-pneumatik.de/artikel/artbild/maxi/k-mu-800-va.jpg>

El factor “K” de la válvula es:

- Válvula de bola de 1/2", factor $K = 0.08$

3.6.1.4 Codos

Se utilizó codos estándar de 90° de 1/2" y 3/4" en PVC para realizar las respectivas uniones de tuberías.



(Figura 3.12 - Codo)

Fuente: Plastigama – Catálogo línea dorada

Los factores “K” de cada codo son:

- Codo de 3/4", factor $K = 0.75$
- Codo de 1/2", factor $K = 0.81$

3.6.1.5 Uniones en T

Se utilizó uniones en T de 1/2" en PVC para unir cada sección del banco de pruebas.



(Figura 3.13 - Unión en T)

Fuente: Plastigama – Catálogo línea dorada

El factor “K” de la unión en T es:

- Unión en T cuando el flujo circula en línea recta, Factor $K=0.54$
- Unión en T cuando el flujo circula en forma perpendicular, Factor $K=1.62$

3.1.6.1.6 Reductores

Se utilizó reductores de 1” a 3/4”, reductores de 3/4” a 1/2” y reductores de 1/2” a 3/8” en PVC. Dado que tenemos tuberías de varios diámetros utilizaremos los reductores para unir las tuberías.



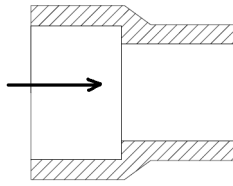
(Figura 3.14 - Reductor)

Fuente: Plastigama – Catálogo línea dorada

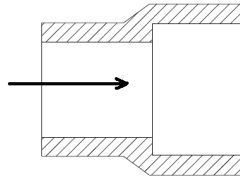
Los factores “K” de los reductores también dependerán del sentido de flujo.

Las fórmulas que aplicaremos se encuentran en el anexo D4, las mismas que se utilizan para contracciones y ampliaciones con un ángulo de 180°.

- Reductor de 1" a 3/4". $d_1 = 23.4\text{mm}$; $d_2 = 29.9\text{mm}$

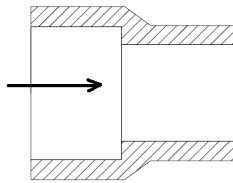


$$K = 0.5 \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right) \quad K = 0.5 \left(1 - \frac{23.4^2}{29.9^2} \right) \quad K = 0.2$$



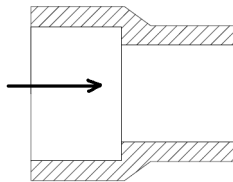
$$K = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right)^2 \quad K = \left(1 - \frac{23.4^2}{29.9^2} \right)^2 \quad K = 0.15$$

- Reductor de 3/4" a 1/2". $d_1 = 17.9\text{mm}$; $d_2 = 23.4\text{mm}$

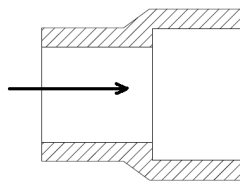


$$K = 0.5 \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right) \quad K = 0.5 \left(1 - \frac{17.9^2}{23.4^2} \right) \quad K = 0.21$$

- Reductor de 1/2" a 3/8". $d_1 = 14.5\text{mm}$; $d_2 = 17.9\text{mm}$



$$K = 0.5 \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right) \quad K = 0.5 \left(1 - \frac{14.5^2}{17.9^2} \right) \quad K = 0.17$$



$$K = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2 \quad K = \left(1 - \frac{14.5^2}{17.9^2}\right)^2 \quad K = 0.12$$

3.6.1.7 Salida y entrada del tanque

Para la salida y entrada del tanque se utilizó un adaptador para tanque/ junta en PVC.



(Figura 3.15 - Salida Brusca)

Fuente: Plastigama – Catálogo línea dorada

El factor “K” de la salida del tanque es:

- Salida del tanque de 3/4”, factor K= 0.78
- Entrada del tanque de 1/2”, factor K= 1

3.7 CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS TOTALES DE CADA TRAMO Y CABEZA DE LA BOMBA REQUERIDA

Para calcular las pérdidas de energía entre dos puntos utilizamos la ecuación general de la energía dada por:

$$h_a + \frac{P_1}{\rho_1 g} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho_2 g} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_l$$

(Ecuación 3.1)

Dado que:

$P_1 = P_2 = 0$, por estar en un tanque abierto a presión atmosférica.

$Z_1 = Z_2 = 0$; el tanque es el mismo tanto a la succión como a la descarga.

$V_1 = V_2 = 0$; se considera que la velocidad a la que disminuye el nivel el líquido en el tanque tiende a cero.

Entonces con estos parámetros tenemos que:

$$h_a = h_l$$

La pérdida total (h_l) es igual a la suma de las pérdidas primarias y secundarias de cada tubería de diferente diámetro y materiales.

$$h_l = f_1 \frac{L_1}{D_1} \frac{V_1^2}{2g} + K_1 \frac{V_1^2}{2g} + f_2 \frac{L_2}{D_2} \frac{V_2^2}{2g} + K_2 \frac{V_2^2}{2g} + f_3 \frac{L_3}{D_3} \frac{V_3^2}{2g} + K_3 \frac{V_3^2}{2g}$$

(Ecuación 3.2)

Sacamos factor común $2g$ de la ecuación (3.2)

$$h_l = \frac{1}{2g} \left(f_1 \frac{L_1}{D_1} V_1^2 + K_1 V_1^2 + f_2 \frac{L_2}{D_2} V_2^2 + K_2 V_2^2 + f_3 \frac{L_3}{D_3} V_3^2 + K_3 V_3^2 \right)$$

(Ecuación 3.3)

Sacamos factor común V_1^2 , V_2^2 y V_3^2 de la ecuación (3.3)

$$h_l = \frac{1}{2g} \left[V_1^2 \left(f_1 \frac{L_1}{D_1} + K_1 \right) + V_2^2 \left(f_2 \frac{L_2}{D_2} + K_2 \right) + V_3^2 \left(f_3 \frac{L_3}{D_3} + K_3 \right) \right]$$

(Ecuación 3.4)

Dado que:

$$V = \frac{Q}{A}$$

(Ecuación 3.5)

Reemplazamos la ecuación (3.5) en la ecuación (3.4) para obtener una ecuación en función del caudal.

$$h_l = \frac{1}{2g} \left[\left(\frac{Q}{A_1} \right)^2 \left(f_1 \frac{L_1}{D_1} + K_1 \right) + \left(\frac{Q}{A_2} \right)^2 \left(f_2 \frac{L_2}{D_2} + K_2 \right) + \left(\frac{Q}{A_3} \right)^2 \left(f_3 \frac{L_3}{D_3} + K_3 \right) \right]$$

(Ecuación 3.6)

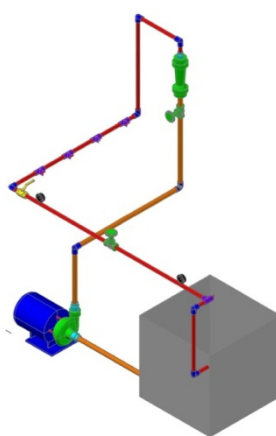
Esta será la ecuación general para la obtención de las curvas de cada tramo dentro del banco de pruebas.

3.7.1 Tramo 1

Este tramo nos permitirá analizar las pérdidas que genera una válvula de globo más cierta longitud de tubería.

Vamos a proceder a realizar el cálculo de las pérdidas de energía generadas por las tuberías y accesorios que existen dentro de todo este tramo.

Dado que en este tramo existen dos partes de diferente tubería, se realizará un análisis independiente de cada uno de ellos.



(Figura 3.16 - Tramo 1)

Fuente: El Autor

El tramo 1 consta de una tubería de 3/4" en PVC, con una longitud total de 2.18m, con los siguientes accesorios:

<i>accesorios tubería</i>	<i>cantidad</i>	<i>factor K</i>
Salida brusca del tanque	1	0.78
Ampliación de 3/4" a 1"	1	0.15
Reductor de 1" a 3/4"	1	0.2
Codo estándar de 90°	2	0.75
Válvula de Globo	1	8.5
Rotámetro	1	1.28
	Kt	12.41

(Tabla 3.3 – Accesorios tubería de 3/4")

Fuente: El Autor

Además consta de una tubería de 1/2" en Acero comercial con una longitud total de 4.26m con los siguientes accesorios:

accesorios tubería	cantidad	factor K
Reductor de 3/4" a 1/2"	1	0.21
codo de 90°	7	0.81
unión en T flujo recto	6	0.54
unión en T flujo perpendicular	1	1.62
Válvula de Bola	1	0.08
Válvula de globo	1	9.2
salida brusca	1	1
	Kt	21.02

(Tabla 3.4 - Accesorios tubería de 1/2")

Fuente: El Autor

Para realizar la curva del sistema vamos a proceder a dar valores al caudal en la ecuación 3.6.

A continuación hacemos todo el proceso de cálculo con el caudal propuesto de 0.0001 m³/s, y así obtenemos la altura dinámica que necesitaríamos para elevar dicho caudal.

Caudal propuesto = 0.0001 m³/s

Tubería de 3/4" en PVC

De la tabla 3.1 obtenemos el diámetro interno de la tubería.

Calculamos el área por donde va a circular el fluido dentro de la tubería.

$$A = \frac{D^2\pi}{4} \quad A = \frac{(0.0188m)^2\pi}{4} \quad A = 2.78 \times 10^{-4} m^2$$

Donde:

A es el área

D es el diámetro de la tubería

Con la obtención del área procedemos a calcular la velocidad media dentro de la tubería.

$$V = \frac{Q}{A} \quad V = \frac{0.0001m^3/s}{2.78 \times 10^{-4}m^2} \quad V = 0.36m/s$$

Donde:

V es la velocidad

Q es el caudal

A es el área

Para calcular el número de Reynolds obtenemos la densidad y la viscosidad de las propiedades del agua en el anexo 4.

$$N_R = \frac{\rho V D}{\mu} \quad N_R = \frac{998.2 \frac{kg}{m^3} * 0.36 \frac{m}{s} * 0.0188 m}{1.005 \times 10^{-3} \frac{Ns}{m^2}} \quad N_R = 6800$$

Donde:

N_R es el número de Reynolds

ρ es la densidad del líquido

V es la velocidad

D es el diámetro de la tubería

μ es la viscosidad dinámica o absoluta del fluido

Calculamos la rugosidad relativa. El valor E obtenemos de la tabla 3.1

$$Rr = \frac{E}{D} \quad Rr = \frac{0.00000152 m}{0.0188 m} \quad Rr = 0.0000726$$

Donde:

Rr es la rugosidad relativa

E es la rugosidad del material

D es el diámetro de la tubería

Con la obtención del número de Reynolds y la rugosidad relativa obtenemos el coeficiente de fricción f , con la ayuda del diagrama de Moody que se encuentra en el anexo 7.

$$f = 0.035$$

Tubería de 1/2" en ACERO

De la tabla 3.1 obtenemos el diámetro interno de la tubería.

Calculamos el área por donde va a circular el fluido dentro de la tubería.

$$A = \frac{D^2 \pi}{4} \quad A = \frac{(0.0158m)^2 \pi}{4} \quad A = 1.96 \times 10^{-4} m^2$$

Con la obtención del área procedemos a calcular la velocidad media dentro de la tubería.

$$V = \frac{0.0001m^3/s}{1.96 \times 10^{-4}m^2} \quad V = 0.51m/s$$

Para calcular el número de Reynolds obtenemos la densidad y la viscosidad de las propiedades del agua en el anexo 4.

$$N_R = \frac{\rho V D}{\mu} \quad N_R = \frac{998.2 \frac{kg}{m^3} * 0.51 \frac{m}{s} * 0.0158 m}{1.005 \times 10^{-3} \frac{Ns}{m^2}} \quad N_R = 8000$$

Calculamos la rugosidad relativa. El valor E obtenemos de la tabla 3.1

$$Rr = \frac{E}{D} \quad Rr = \frac{0.000046 m}{0.0158m} \quad Rr = 0.00291$$

Con la obtención del número de Reynolds y la rugosidad relativa obtenemos el coeficiente de fricción f con la ayuda del diagrama de Moody que se encuentra en el anexo 7.

$$f = 0.037$$

Con la obtención de todos los resultados procedemos a sustituirlos en la ecuación 3.6 para obtener la pérdida de carga total.

$$h_l = \frac{1}{2 * 9.8 \frac{m}{s^2}} \left[\left(\frac{0.0001m^3/s}{2.78 \times 10^{-4}m^2} \right)^2 \left(0.035 \frac{2.18m}{0.0188m} + 12.41 \right) + \left(\frac{0.0001m^3/s}{1.96 \times 10^{-4}m^2} \right)^2 \left(0.035 \frac{4.26m}{0.0158m} + 21.02 \right) \right]$$

$$h_l = 0.52 m$$

Con el mismo procedimiento descrito anteriormente variamos el caudal y procedemos a realizar todos los cálculos obteniendo los siguientes resultados.

$Q(m^3/s)$	tubería	$V(m/s)$	N_R	f	$h_l (m)$
0.0001	3/4" PVC	0.36	6800	0.035	0.52
	1/2" AC	0.51	8000	0.037	
0.0002	3/4" PVC	0.72	13500	0.029	1.99
	1/2" AC	1.02	16000	0.032	
0.0003	3/4" PVC	1.08	20200	0.026	4.43
	1/2" AC	1.53	24000	0.031	
0.0004	3/4" PVC	1.44	26900	0.024	7.79
	1/2" AC	2.04	32000	0.03	
0.0005	3/4" PVC	1.8	33600	0.023	12.06
	1/2" AC	2.55	40000	0.029	
0.0006	3/4" PVC	2.16	40400	0.022	17.35
	1/2" AC	3.06	48000	0.029	

(Tabla 3.5 – Resultados Tramo 1)

Fuente: El Autor

Dado que en las características de las bombas el caudal viene dado en litros/ min pasamos nuestro caudal propuesto a estas unidades como se muestra en el ejemplo.

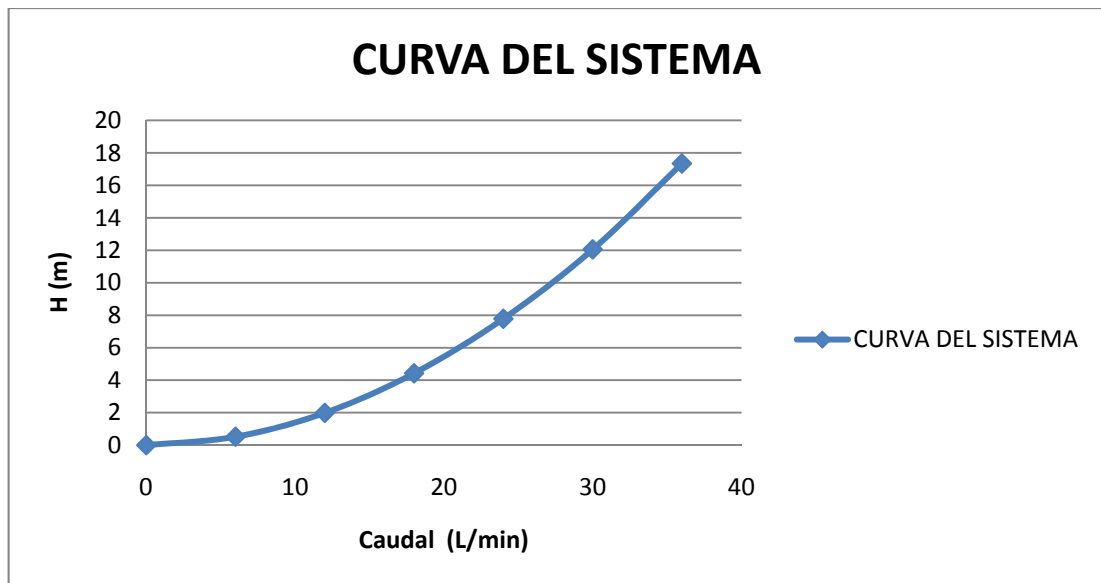
$$0.0002 \frac{m^3}{s} * \frac{1000 \text{ lit}}{1 m^3} * \frac{60 s}{1 \text{ min}} = 12 \frac{\text{lit}}{\text{min}}$$

De esta forma nuestra curva del sistema queda estructurada de la siguiente manera.

CURVA DEL SISTEMA	
$Q (L/min)$	$H (m)$
0	0
6	0.52
12	1.99
18	4.43
24	7.79
30	12.06
36	17.35

(Tabla 3.6 – Curva del sistema tramo 1)

Fuente: El Autor

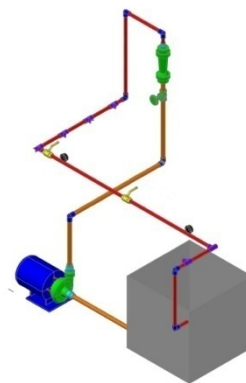


(Figura 3.17 – Curva del Sistema Tramo 1)

Fuente: El Autor

3.7.2 Tramo 2

El procedimiento de cálculo de este tramo es similar al tramo anterior, con la diferencia que este tramo nos permitirá analizar la pérdida que genera una válvula de bola más cierta longitud de tubería.



(Figura 3.18 - Tramo 2)

Fuente: El Autor

Con este cambio lo único que va a variar es el coeficiente de resistencia “K” total en la tubería de 1/2", como se indica en la siguiente tabla.

accesorios tubería	cantidad	factor K
Reductor de 3/4" a 1/2"	1	0.21
codo de 90°	6	0.81
unión en T flujo recto	6	0.54
unión en T flujo perpendicular	2	1.62
Válvula de Bola	2	0.08
salida brusca	1	1
	Kt	12.71

(Tabla 3.7 - Accesorios tubería de 1/2")

Fuente: El Autor

El procedimiento de cálculo es el mismo al indicado anteriormente, con esto se obtuvieron los siguientes resultados.

Q(m³/s)	tubería	V(m/s)	N_R	f	h_f (m)
0.0001	3/4" PVC	0.36	6800	0.035	0.41
	1/2" AC	0.51	8000	0.037	
0.0002	3/4" PVC	0.72	13500	0.029	1.55
	1/2" AC	1.02	16000	0.032	
0.0003	3/4" PVC	1.08	20200	0.026	3.44
	1/2" AC	1.53	24000	0.031	
0.0004	3/4" PVC	1.44	26900	0.024	6.03
	1/2" AC	2.04	32000	0.03	
0.0005	3/4" PVC	1.8	33600	0.023	9.31
	1/2" AC	2.55	40000	0.029	
0.0006	3/4" PVC	2.16	40400	0.022	13.37
	1/2" AC	3.06	48000	0.029	

(Tabla 3.8 - Resultados Tramo 2)

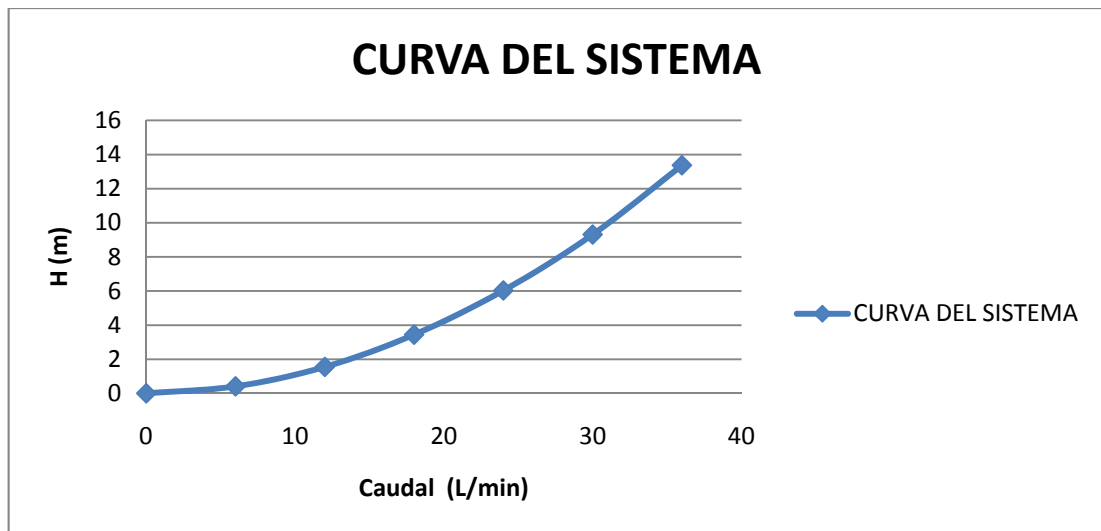
Fuente: El Autor

De esta forma nuestra curva del sistema queda estructurada de la siguiente manera.

CURVA DEL SISTEMA	
Q (L/min)	H (m)
0	0
6	0.41
12	1.55
18	3.44
24	6.03
30	9.31
36	13.37

(Tabla 3.9 - Curva del sistema tramo 2)

Fuente: El Autor

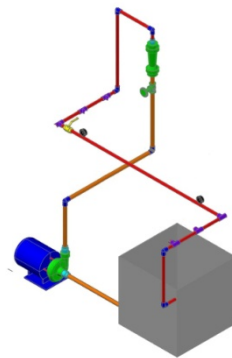


(Figura 3.19 – Curva del Sistema Tramo 2)

Fuente: El Autor

3.7.3 Tramo 3

El procedimiento de cálculo de este tramo es similar a los anteriores con la diferencia que este tramo nos permitirá analizar únicamente la pérdida que genera cierta longitud de tubería.



(Figura 3.20 -Tramo 3)

Con este cambio lo único que va a variar es el coeficiente de resistencia “K” total en la tubería de 1/2", como se indica en la siguiente tabla.

<i>accesorios tubería</i>	<i>cantidad</i>	<i>factor K</i>
Reductor de 3/4" a 1/2"	1	0.21
codo de 90°	6	0.81
unión en T flujo recto	6	0.54
unión en T flujo perpendicular	2	1.62
Válvula de Bola	1	0.08
salida	1	1
	Kt	12.63

(Tabla 3.10 - Accesorios tubería de 1/2")

Fuente: El Autor

El procedimiento de cálculo es el mismo al indicado anteriormente, con esto se obtuvieron los siguientes resultados.

<i>Q(m³/s)</i>	<i>tubería</i>	<i>V(m/s)</i>	<i>N_R</i>	<i>f</i>	<i>h_l (m)</i>
0.0001	3/4" PVC	0.36	6800	0.035	0.41
	1/2" AC	0.51	8000	0.037	
0.0002	3/4" PVC	0.72	13500	0.029	1.55
	1/2" AC	1.02	16000	0.032	
0.0003	3/4" PVC	1.08	20200	0.026	3.43
	1/2" AC	1.53	24000	0.031	
0.0004	3/4" PVC	1.44	26900	0.024	6.01
	1/2" AC	2.04	32000	0.03	
0.0005	3/4" PVC	1.8	33600	0.023	9.28
	1/2" AC	2.55	40000	0.029	
0.0006	3/4" PVC	2.16	40400	0.022	13.34
	1/2" AC	3.06	48000	0.029	

(Tabla 3.11 - Resultados Tramo 3)

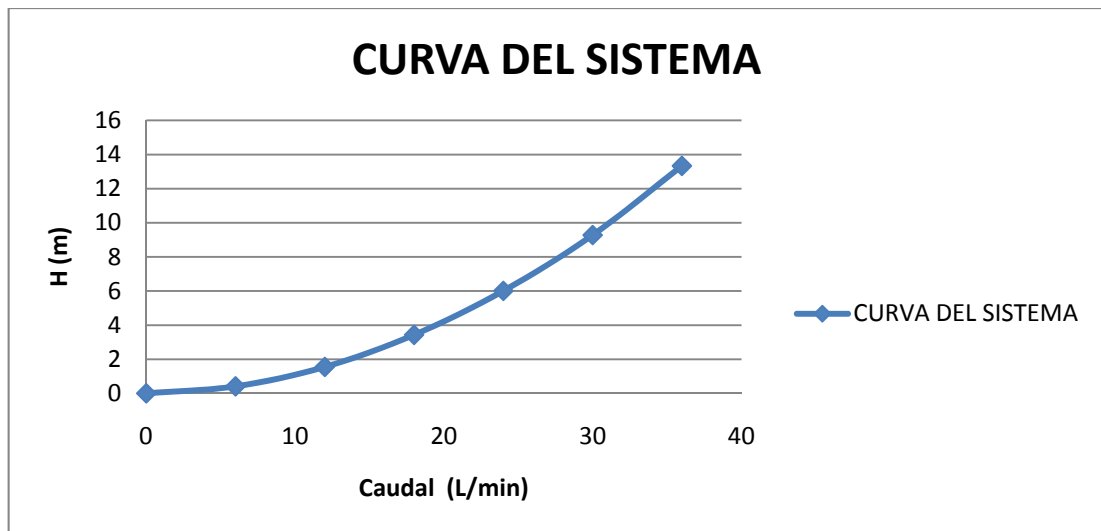
Fuente: El Autor

De esta forma nuestra curva del sistema queda estructurada de la siguiente manera.

<i>CURVA DEL SISTEMA</i>	
<i>Q (L/min)</i>	<i>H (m)</i>
0	0
6	0.41
12	1.55
18	3.43
24	6.01
30	9.28
36	13.34

(Tabla 3.12 - Curva del sistema tramo 3)

Fuente: El Autor



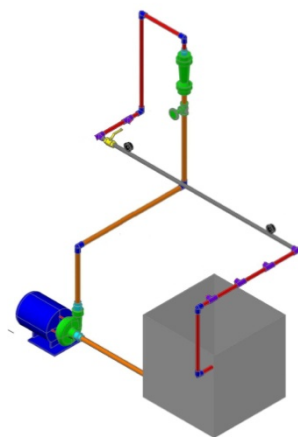
(Figura 3.21 – Curva del Sistema Tramo 3)

Fuente: El Autor

3.7.4 Tramo 4

El procedimiento de cálculo de este tramo es similar a los anteriores con la diferencia que en este tramo nos permitirá analizar la pérdida que genera una tubería de PVC.

Dado que en este tramo existen tres partes de diferente tubería se realizara un análisis independiente de cada uno de ellos.



(Figura 3.22 - Tramo 4)

Fuente: El Autor

La tubería de 3/4" va a ser la misma para todos los tramos, por consiguiente los valores del coeficiente de resistencia “K” totales serán tomados de la tabla 3.3.

Consta de una tubería de 1/2" CED 40, con una longitud de 2.8m, con los siguientes accesorios.

<i>accesorios tubería</i>	<i>cantidad</i>	<i>factor K</i>
Reductor de 3/4" a 1/2"	1	0.21
codo de 90°	6	0.81
unión en T flujo recto	4	0.54
unión en T flujo perpendicular	2	1.62
salida	1	1
	Kt	11.47

(Tabla 3.13 - Accesorios tubería de 1/2" AC)

Fuente: El Autor

También consta de una tubería de 1/2" CED 80 en PVC, con una longitud de 1.46m, con los siguientes accesorios.

<i>accesorios tubería</i>	<i>cantidad</i>	<i>factor K</i>
Válvula de Bola	1	0.08
unión en T flujo recto	2	0.54
	Kt	1.16

(Tabla 3.14 - Accesorios tubería de 1/2" PVC)

Fuente: El Autor

El procedimiento de cálculo es el mismo al indicado anteriormente, con esto se obtuvieron los siguientes resultados.

$Q(m^3/s)$	tubería	$V(m/s)$	N_R	f	$h_l (m)$
0.0001	3/4" PVC	0.36	6800	0.035	0.42
	1/2" AC	0.51	8000	0.037	
	1/2" PVC	0.66	9100	0.032	
0.0002	3/4" PVC	0.72	13500	0.029	1.58
	1/2" AC	1.02	16000	0.032	
	1/2" PVC	1.32	18200	0.027	
0.0003	3/4" PVC	1.08	20200	0.026	3.45
	1/2" AC	1.53	24000	0.031	
	1/2" PVC	1.98	27300	0.024	
0.0004	3/4" PVC	1.44	26900	0.024	6.03
	1/2" AC	2.04	32000	0.03	
	1/2" PVC	2.64	36400	0.023	
0.0005	3/4" PVC	1.8	33600	0.023	9.29
	1/2" AC	2.55	40000	0.029	
	1/2" PVC	3.29	45500	0.022	
0.0006	3/4" PVC	2.16	40400	0.022	13.26
	1/2" AC	3.06	48000	0.029	
	1/2" PVC	3.95	54600	0.021	

(Tabla 3.15 - Resultados Tramo 4)

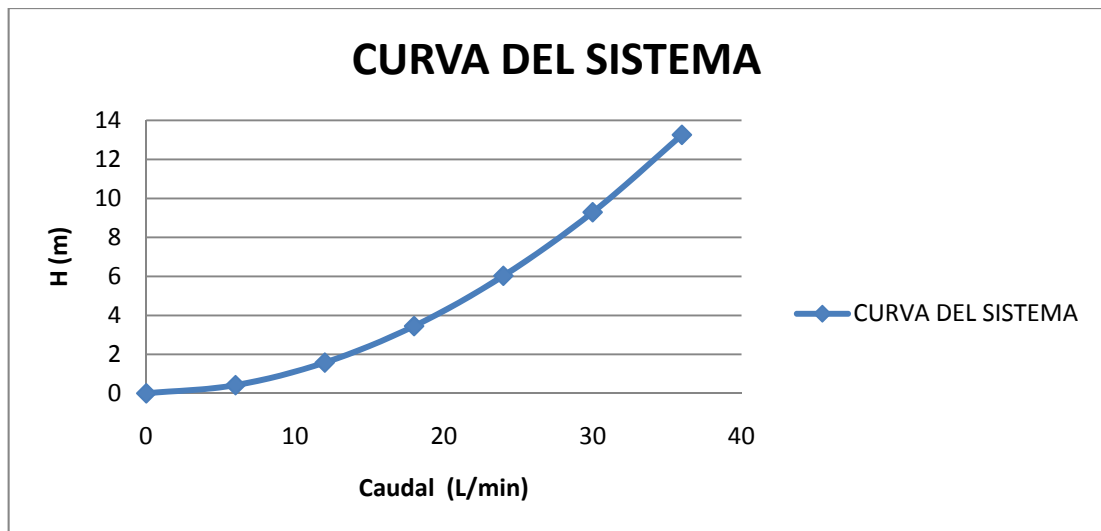
Fuente: El Autor

De esta forma nuestra curva del sistema queda estructurada de la siguiente manera.

CURVA DEL SISTEMA	
$Q (L/min)$	$H (m)$
0	0
6	0.42
12	1.58
18	3.45
24	6.03
30	9.29
36	13.26

(Tabla 3.16 - Curva del sistema tramo 4)

Fuente: El Autor

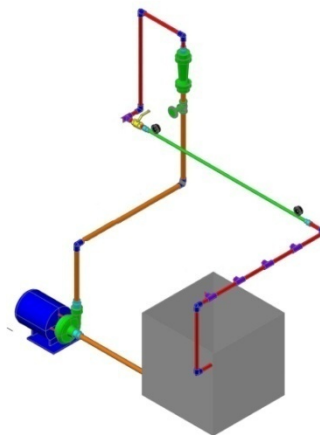


(Figura 3.23 – Curva del Sistema Tramo 4)

Fuente: El Autor

3.7.5 Tramo 5

El procedimiento de cálculo de este tramo es similar al anterior con la diferencia que en este tramo nos permitirá analizar la pérdida que genera una tubería de 3/8" en acero.



(Figura 3.24 – Tramo 5)

Fuente: El Autor

La tubería de 3/4" va a ser la misma para todos los tramos, por consiguiente los valores del coeficiente de resistencia "K" totales serán tomados de la tabla 3.3.

Consta de una tubería de 1/2" CED 40, con una longitud de 3.08m, con los siguientes accesorios.

<i>accesorios tubería</i>	<i>cantidad</i>	<i>factor K</i>
Reductor de 3/4" a 1/2"	1	0.21
codo de 90°	7	0.81
unión en T flujo recto	4	0.54
unión en T flujo perpendicular	1	1.62
Válvula de Bola	1	0.08
salida	1	1
	Kt	10.74

(Tabla 3.16 - Accesorios tubería de 1/2")

Fuente: El Autor

También consta de una tubería de 3/8" CED 40 en acero, con una longitud de 1.18m, con los siguientes accesorios.

<i>accesorios tubería</i>	<i>cantidad</i>	<i>factor K</i>
Reductor de 1/2" a 3/8"	1	0.17
unión en T flujo recto	2	0.58
Ampliación de 3/8" a 1/2"	1	0.12
	Kt	1.45

(Tabla 3.17 - Accesorios tubería de 3/8")

Fuente: El Autor

El procedimiento de cálculo es el mismo al indicado anteriormente, con esto se obtuvieron los siguientes resultados.

$Q(m^3/s)$	tubería	$V(m/s)$	N_R	f	$h_l (m)$
0.0001	3/4" PVC	0.36	6800	0.035	0.46
	1/2" AC	0.51	8000	0.037	
	3/8" AC	0.81	10100	0.036	
0.0002	3/4" PVC	0.72	13500	0.029	1.74
	1/2" AC	1.02	16000	0.032	
	3/8" AC	1.63	20200	0.033	
0.0003	3/4" PVC	1.08	20200	0.026	3.82
	1/2" AC	1.53	24000	0.031	
	3/8" AC	2.44	30400	0.031	
0.0004	3/4" PVC	1.44	26900	0.024	6.67
	1/2" AC	2.04	32000	0.03	
	3/8" AC	3.26	40500	0.03	
0.0005	3/4" PVC	1.8	33600	0.023	10.33
	1/2" AC	2.55	40000	0.029	
	3/8" AC	4.07	50600	0.03	
0.0006	3/4" PVC	2.16	40400	0.022	14.74
	1/2" AC	3.06	48000	0.029	
	3/8" AC	4.89	60700	0.029	

(Tabla 3.18 - Resultados Tramo 5)

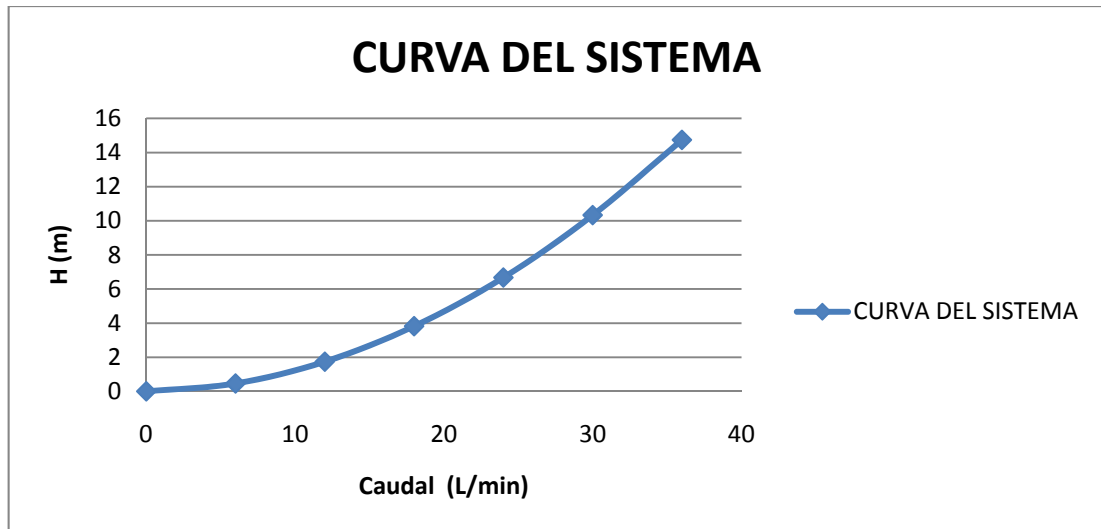
Fuente: El Autor

De esta forma nuestra curva del sistema queda estructurada de la siguiente manera.

CURVA DEL SISTEMA	
$Q (L/min)$	$H (m)$
0	0
6	0.46
12	1.74
18	3.82
24	6.67
30	10.33
36	14.74

(Tabla 3.19 - Curva del sistema tramo 5)

Fuente: El Autor



(Figura 3.25 – Curva del Sistema Tramo 4)

Fuente: El Autor

3.8 SELECCIÓN DE LA BOMBA

3.8.1 Cálculo de la potencia de la bomba

Para la determinación de la potencia transmitida por la bomba al fluido, se aplicará la siguiente formula.

$$P_{teorica} = ha * \rho * g * Qt$$

Considerando que en la operación existen rangos de eficiencia, se determinará por tanto la potencia real (potencia de entrada de la bomba) considerando lo siguiente:

$$P_{real} = \frac{P_{teorica}}{\eta}$$

Donde η = eficiencia.

En nuestro caso utilizaremos una eficiencia del 30% como el valor mínimo que puede tener la bomba.

ha es la altura dinámica

ρ es la densidad del agua

g es la aceleración de la gravedad

Qt es el caudal total

Como caudal máximo utilizaremos 0.0006m³/s y como (ha) utilizaremos 17.35m, que corresponde al tramo 1, donde se encuentra la mayor altura dinámica.

$$P_{teorica} = 17.35m * 998.2 \frac{kg}{m^3} * 9.8 \frac{m}{s^2} * 0.0006 \frac{m^3}{s}$$

$$P_{teorica} = 101.83 \frac{Kg m^2}{s^3}$$

Considerando la equivalencia de 1HP = 745 W.

$$P_{teórica} = \frac{101.83}{745} = 0.136HP$$

Potencia real de la bomba.

$$P_{real} = \frac{0.136}{0.3} = 0.45HP$$

Por lo tanto necesitaríamos una bomba de 0.45 HP.

Dentro del mercado encontramos bombas de 0.5 HP que corresponde a una bomba modelo QB-60 con las siguientes características:



(Figura 3.26 – Bomba QB-60)

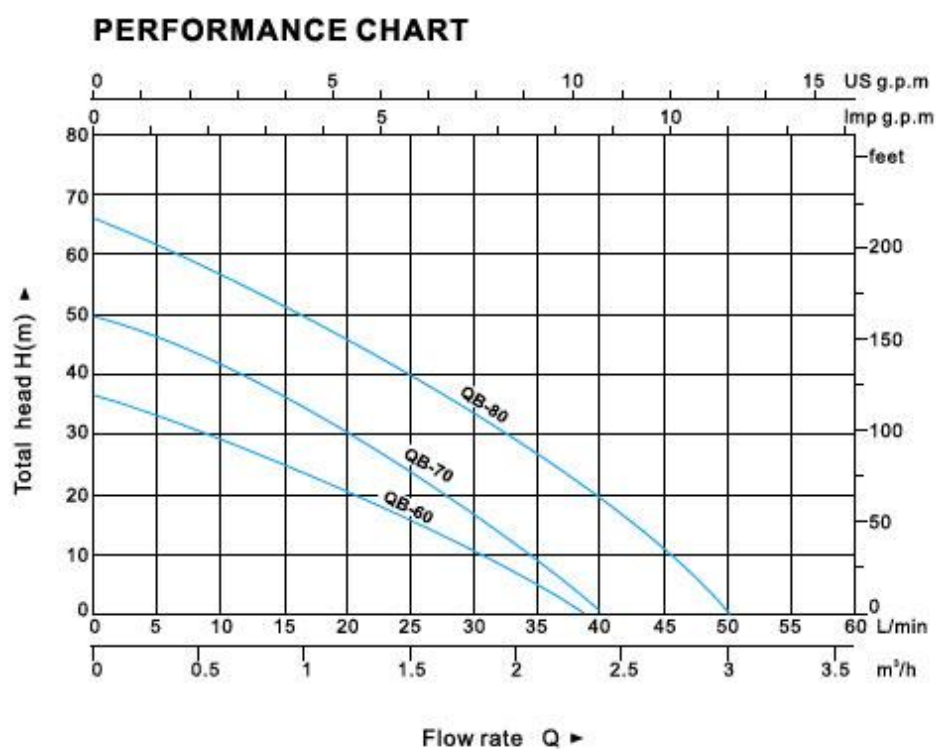
Fuente: Catálogo Bomba QB-60

La Bomba QB-60 es una bomba centrífuga que viene acoplada a un motor eléctrico de características adecuadas para dar la potencia necesaria para los requerimientos de flujo y carga que requiere la bomba; por esa razón se les llama motobombas.

Están construidas para aplicaciones tale como:

- Suministro de agua potable para viviendas,
- Aplicaciones industriales varias, etc.

3.8.2 Curva de operación de la bomba.



(Figura 3.27 – Curva de la Bomba QB-60)

Fuente: Catálogo bomba QB-60

3.8.3 Características Generales:

MODELO	SUCCION	DESCARGA	FLUJO MAX.	CARGA MAX.
QB-60	1" (25 mm)	1" (25 mm)	40 LPM	38 mt

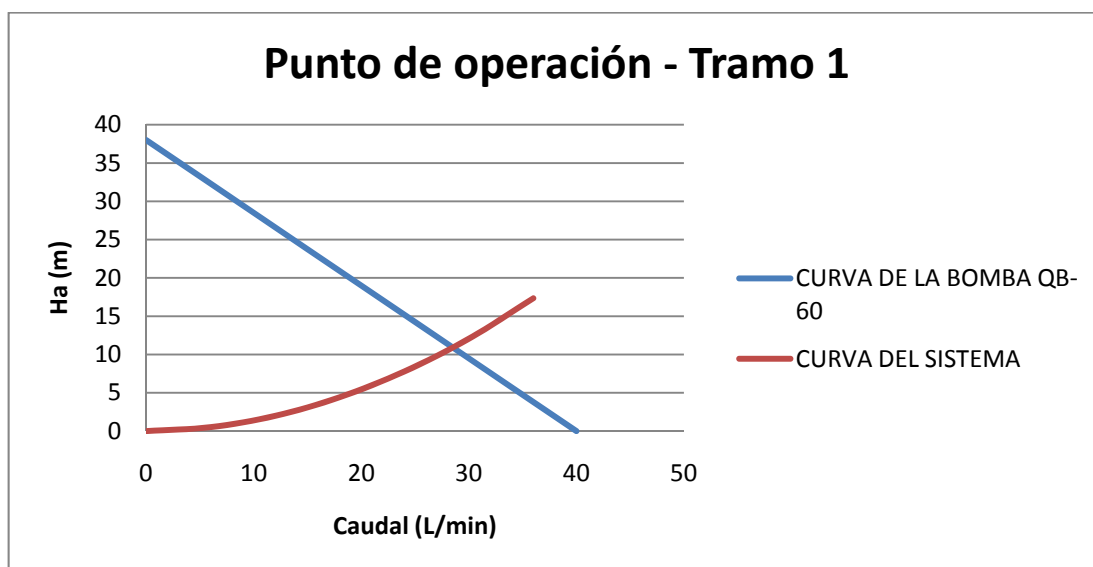
MODELO	CAPACITOR	POTENCIA
QB-60	16 μ f- \pm 5% 300 V C.A	0,37 Kw (0,5 HP)

3.9 PUNTO DE OPERACIÓN

El punto de operación de la bomba será la intersección entre la curva del sistema y la curva de la bomba.

El punto de operación del primer tramo es:

- Caudal aproximado de 29 L/min; 1.74m³/h y 11m

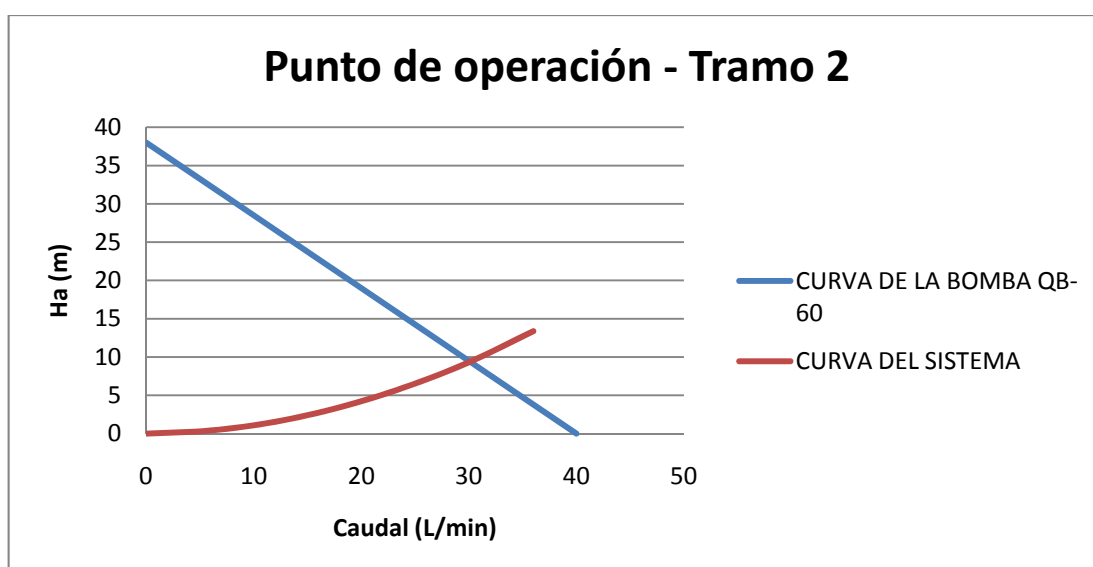


(Figura 3.28 – Punto de operación del tramo 1)

Fuente: El Autor

El punto de operación del segundo tramo es:

- Caudal aproximado de 30.5 L/min; 1.83m³/h y 9.5m

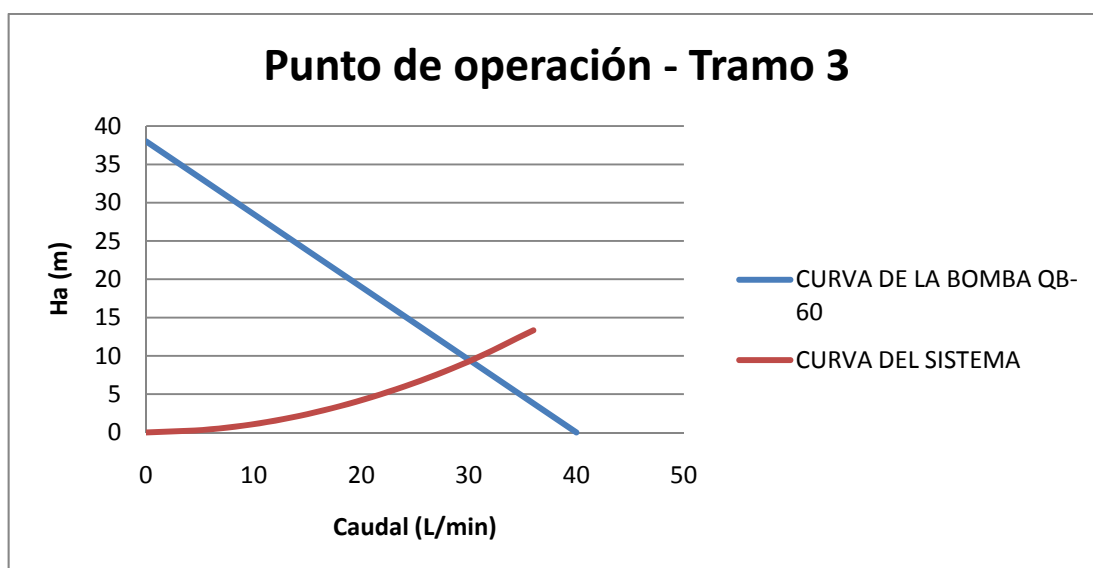


(Figura 3.29 – Punto de operación del tramo 2)

Fuente: El Autor

El punto de operación del tercer tramo es:

- Caudal aproximado de 30.5 L/min; 1.83m³/h y 9.5m

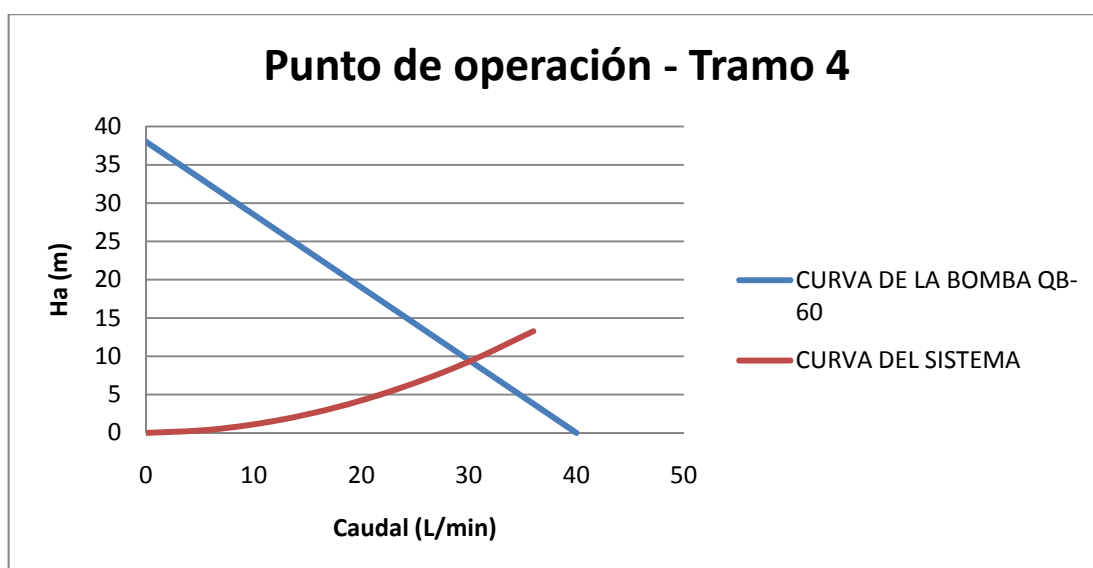


(Figura 3.30 – Punto de operación del tramo 3)

Fuente: El Autor

El punto de operación del cuarto tramo es:

- Caudal aproximado de 30.5 L/min; 1.83m³/h y 9.5m

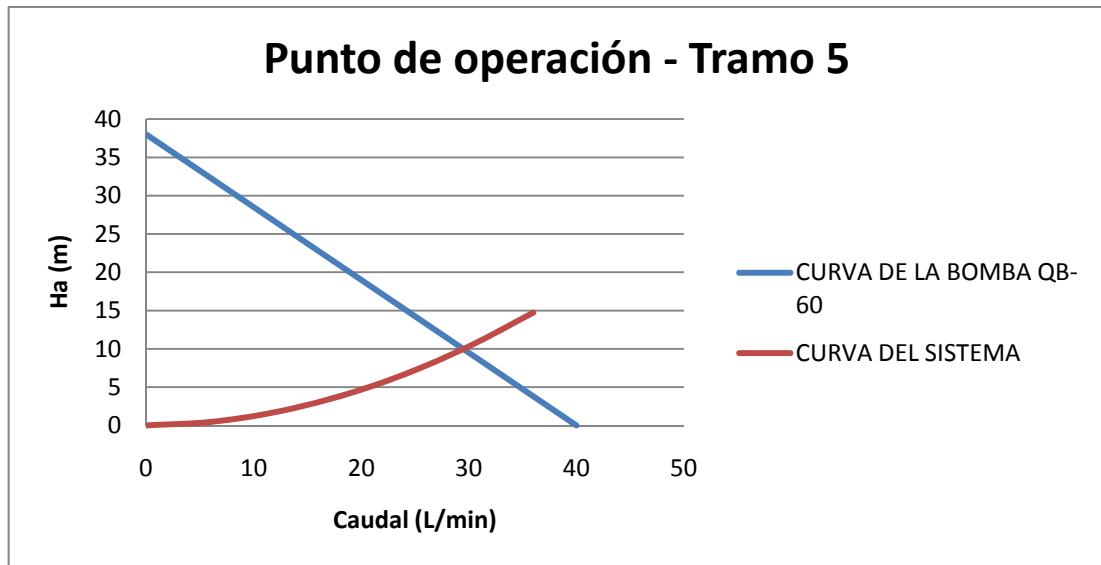


(Figura 3.31 – Punto de operación del tramo 4)

Fuente: El Autor

El punto de operación del quinto tramo es:

- Caudal aproximado de 30 L/min; 1.8m³/h y 10m

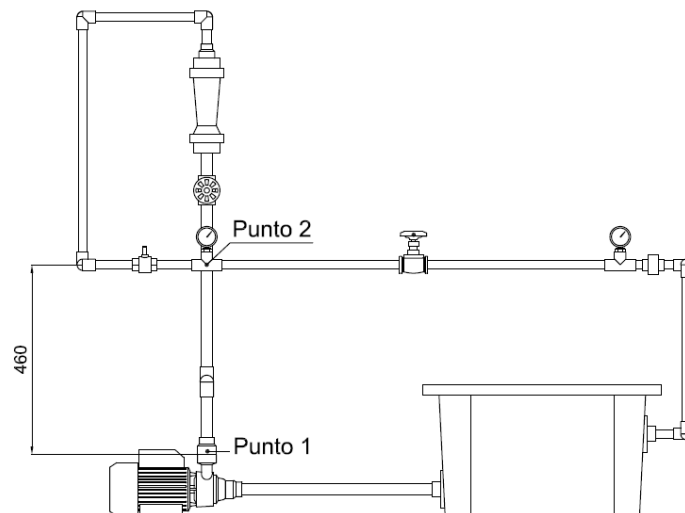


(Figura 3.32 – Punto de operación del tramo 5)

Fuente: El Autor

3.10 SELECCIÓN DE MANÓMETROS

Para obtener la presión máxima que llegará al manómetro más próximo a la descarga de la bomba (corresponde al tramo 5) vamos a realizar el mismo procedimiento que se utilizó para la obtención de las curvas del sistema, con la diferencia que ahora los puntos de análisis van a estar ubicados como se indica en la figura 3.33.



(Figura 3.33 – Presión en manómetros)

Fuente: El Autor

Aplicamos nuevamente la ecuación 1.3.

$$\frac{P_1}{\rho_1 g} + \cancel{Z_1} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho_2 g} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_l$$

Considerando que:

- $Z_1 = 0$, por estar a la altura de la referencia.
- Dado que la $V_1 = V_2$ se simplifican.

Despejando P_2 de la ecuación tenemos que:

$$P_2 = P_1 - \rho g Z_2 - \rho g h_l$$

La presión 1 es igual a 11m correspondiente a la mayor descarga de la bomba.

Esta presión la podemos expresar en Pascales por medio de la siguiente ecuación.

$$P = h_l \cdot \rho \cdot g$$

$$P_1 = 11 \text{ m} \cdot 998.2 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$P_1 = 107716 \text{ Pa}$$

$$P_2 = 107716 \text{ Pa} - 998.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0.46 \text{ m} - 4.33 \text{ m} \times 998.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$P_2 = 46906 \text{ Pa} = \mathbf{6.8 \text{ PSI}}$$

Encontramos los manómetros marca Blue Ribbon con las siguientes especificaciones.



(Figura 3.34 - Manómetros)

Fuente: Catálogo Blue Ribbon – Modelo BR201L

- Diámetro de la caratula 2 ½ plg. Con doble escala en PSI y BAR (x100=Kpa).
- Rango del manómetro de 0 a 15 PSI. Con conexión de ¼” NPT.
- Con glicerina para evitar las vibraciones de la pluma, así tenemos una apreciación correcta en la lectura del manómetro.

3.11 TANQUE

Para garantizar que exista fluido dentro del banco de pruebas se seleccionó un tanque con una capacidad de 0.034 m³ o 34 litros. Que a su vez proporcionará una altura de líquido de 0.15 m, medida desde el centro de la tubería de succión hasta la superficie del fluido



(Figura 3.35 - Tanque)

Fuente: El Autor


3.12 SIMULACIÓN

Para la simulación del banco de pruebas se utilizó el programa Pipe Flow Expert, que nos ayudará a analizar y resolver los problemas de pérdidas de energía en tuberías y accesorios.




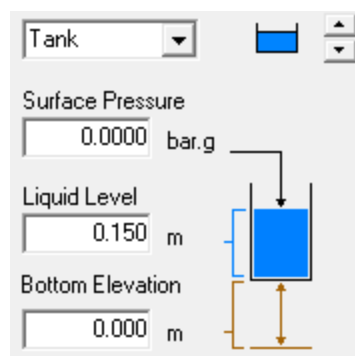
(Figura 3.36 – Pipeflow expert)

Fuente: Programa Pipeflow Expert

El programa consta de una ventana para realizar el dibujo del sistema. Nos dirigimos al icono de “Isometric Mode”  para trabajar en forma isométrica.

3.12.1 Selección del tanque

Seleccionamos el tanque  de la barra de herramientas, en la parte izquierda nos indicara el nivel del tanque que deseamos para nuestro sistema. En nuestro caso será 0.15 m.



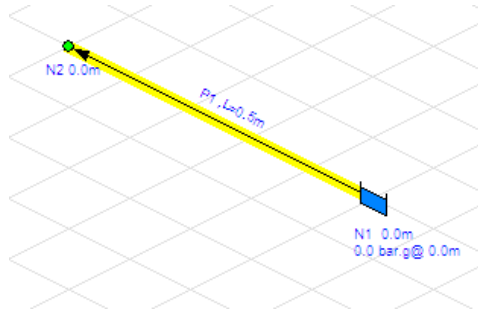
(Figura 3.37 – Datos tanque)

Fuente: Programa Pipeflow Expert

3.12.2 Selección de tubería

Para graficar la tubería seleccionamos “Add pipes”  de la barra de herramientas.

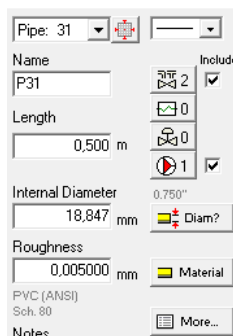
Hacemos el grafico de la tubería seleccionando un punto de inicio y un punto final.



(Figura 3.38 – tubería)


Fuente: Programa Pipeflow Expert

En la parte inferior izquierda del programa nos indicará las características que tiene cada tubería como: diámetro, material, accesorios, etc.



(Figura 3.39 – Propiedades de la tubería)

Fuente: Programa Pipeflow Expert

Para la selección del material seleccionamos “material”  dentro de las propiedades e inmediatamente se abrirá una pantalla donde se encuentra una amplia base de datos de los diferentes materiales.

Pipe diameter data (Pipe Id: 0)

Pipe data: Default Pipe

Material	Schedule / Class	Internal roughness (mm)
Steel	Sch. 40	0.0460

Nominal Size	Internal Diam. mm	Wall Thick. mm	Outside Diam. mm	Weight kgs/m	Internal Vol. m³/100 m	Surface Area m²/100 m
4"	102.260	6.020	114.300	16.075	0.8213	35.9084

Save Data to Pipe
Cancel


Choose new pipe material: Double click on the material list to select a new pipe material.

Material	Schedule / Class	Internal roughness	Pipe size range
Cast Iron (Asphalt Dipped)	Class A	0.004800 (inch)	3" I/D - 54" I/D
Cast Iron	Class A	0.015748 (inch)	3" - 84"
Cast Iron	Class B	0.015748 (inch)	3" - 84"
Cast Iron	Class C	0.015748 (inch)	3" - 72"
Copper (Drains, Waste, Vents)	DWV	0.000059 (inch)	1-1/4" - 6"
Copper (Refrig. service)	Refrig. Service	0.000059 (inch)	1/8" O/D - 1-5/8" O/D
Copper Tube (Table X)	Table X	0.000059 (inch)	12 mm O/D - 54 mm O/D
Copper Tube (Table Y)	Table Y	0.000059 (inch)	12 mm O/D - 54 mm O/D
Copper Tube (Type K)	Type K	0.000059 (inch)	0.250" - 8"
Copper Tube (Type L)	Type L	0.000059 (inch)	0.250" - 8"
Copper Tube (Type M)	Type M	0.000059 (inch)	0.250" - 8"
HDPE	SDR 7.3 (255 psi)	0.000060 (inch)	1-1/4" (32mm) - 24" (600mm)
HDPE	SDR 9 (200 psi)	0.000060 (inch)	1-1/4" (32mm) - 30" (750mm)
HDPE	SDR 11 (160 psi)	0.000060 (inch)	1-1/4" (32mm) - 36" (900mm)
HDPE	SDR 13.5 (130 psi)	0.000060 (inch)	1-1/4" (32mm) - 36" (900mm)
HDPE	SDR 17 (100 psi)	0.000060 (inch)	2" (50mm) - 42" (1050mm)
HDPE	SDR 21 (80 psi)	0.000060 (inch)	3" (80mm) - 54" (1400mm)

Select
Cancel
Add new material
Remove material data

(Figura 3.40 – Selección de materiales)

Fuente: Programa Pipeflow Expert

Así mismo para el diámetro seleccionamos “Diameter”  dentro de las propiedades de la tubería e inmediatamente se abrirá una pantalla donde se encuentra una amplia base de datos de todos los diferentes diámetros de acuerdo a la cédula.

Pipe diameter data (Pipe Id: 1)

Pipe data: P1

Material	Schedule / Class	Internal roughness (mm)
Steel	Sch. 40	0.0460

Nominal Size	Internal Diam. mm	Wall Thick. mm	Outside Diam. mm	Weight kgs/m	Internal Vol. m³/100 m	Surface Area m²/100 m
4"	102.260	6.020	114.300	16.075	0.8213	35.9084

Save Data to Pipe
Cancel

Steel (ANSI) Sch. 40 Internal roughness 0.0460 mm


Nominal Size	Internal Diam. mm	Wall Thick. mm	Outside Diam. mm	Weight kgs/m	Internal Vol. m³/100 m	Surface Area m²/100 m
3"	77.927	5.486	88.900	11.286	0.4769	27.9288
3-1/2"	90.119	5.740	101.600	13.571	0.6379	31.9186
4"	102.260	6.020	114.300	16.075	0.8213	35.9084
5"	128.194	6.553	141.300	21.775	1.2907	44.3908
6"	154.051	7.112	168.275	28.268	1.8639	52.8652
8"	202.717	8.179	219.075	42.539	3.2275	68.8244
10"	254.508	9.271	273.050	60.311	5.0874	85.7812
12"	303.225	10.312	323.850	79.740	7.2214	101.7405
14"	333.350	11.125	355.600	94.513	8.7275	111.7150
16"	381.000	12.700	406.400	123.309	11.4009	127.6743
18"	428.650	14.275	457.200	155.928	14.4310	143.6336
20"	477.825	15.088	508.000	183.407	17.9319	159.5929
24"	574.650	17.475	609.600	255.189	25.9356	191.5115
32"	777.850	17.475	812.800	342.761	47.5205	255.3487
34"	828.650	17.475	863.600	364.655	53.9302	271.3079
36"	876.300	19.050	914.400	420.643	60.3109	287.2672

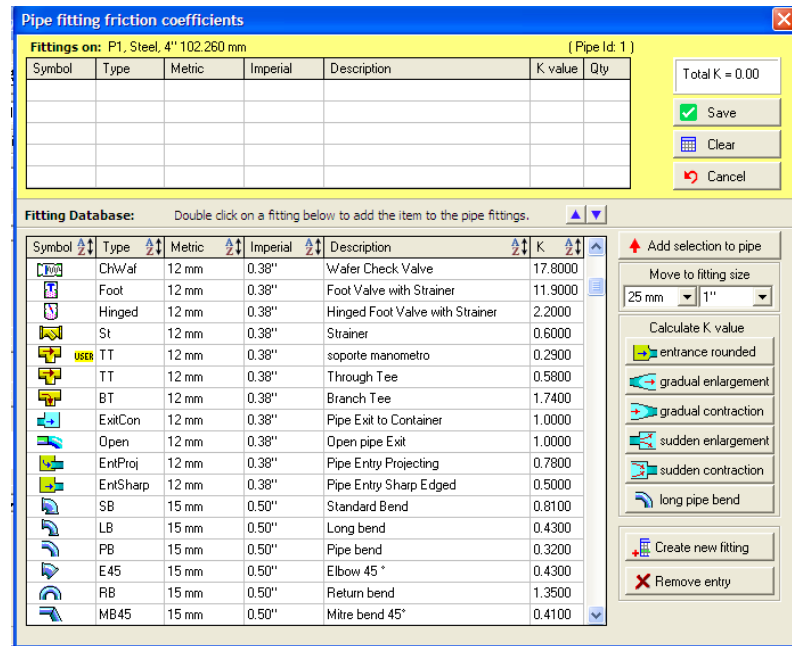
Use selected size
Metric Imperial
Change material
Add new size
Remove entry

(Figura 3.41 – Selección de diámetro)

Fuente: Programa Pipeflow Expert

3.12.3 Accesorios

Para introducir algún accesorio en la tubería, seleccionamos en primer lugar la tubería haciendo “click” sobre ella, nos dirigimos a las propiedades ubicadas en la parte inferior izquierda, seleccionamos “Add fittings”  e inmediatamente se abrirá una pantalla donde se encuentra una amplia base de datos de todos los accesorios. El factor K dependerá del diámetro de la tubería.

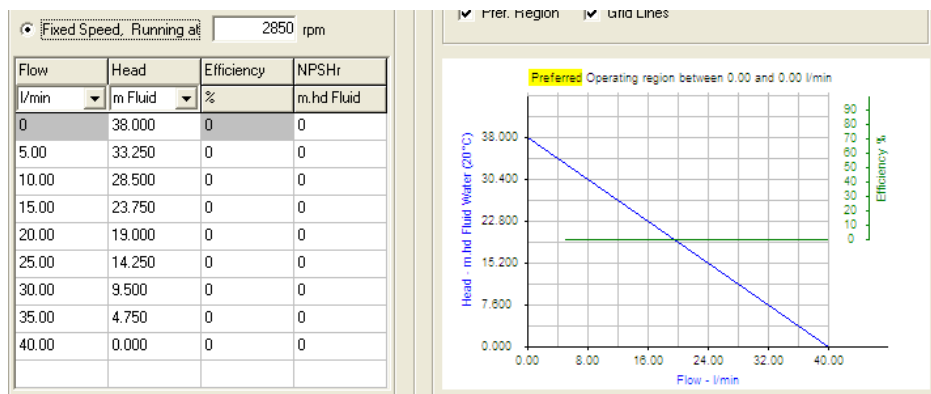


(Figura 3.42 – Selección Accesorios)

Fuente: Programa Pipeflow Expert.

3.12.4 Bomba

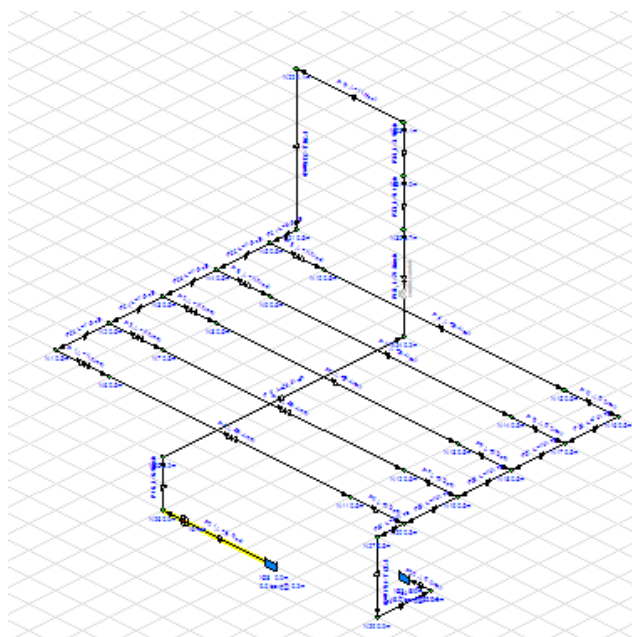
Para agregar la bomba, primero seleccionamos la tubería donde se va a ubicar la bomba haciendo “click” sobre la misma, nos dirigimos a la parte inferior izquierda de la pantalla y seleccionamos “Add Pump” e inmediatamente se abrirá una ventana en la cual seleccionamos “Fixed Speed” e introducimos los valores de la curva de la bomba seleccionada anteriormente, lo que permitirá al programa dibujar la misma curva en su base de datos como se muestra en la figura 3.43.



(Figura 3.43 – Curva de la bomba)


Fuente: Programa Pipeflow Expert.

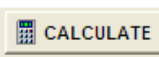
Procedemos a realizar todo el esquema del banco de pruebas teniendo en cuenta las características de cada tubería así como de sus respectivos accesorios.



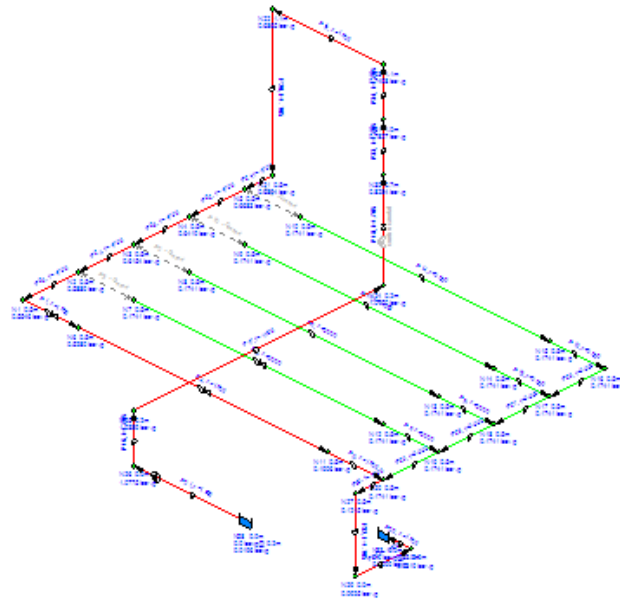
(Figura 3.44 – Esquema del banco de pruebas)

Fuente: Programa Pipeflow Expert.

Realizamos la simulación de cada tramo, para esto cerramos las tuberías que no van a ser analizadas seleccionando de la barra de herramientas “Close Pipe” .

Seleccionamos “Calculate”  y el programa arrojará todos los resultados del tramo seleccionado.

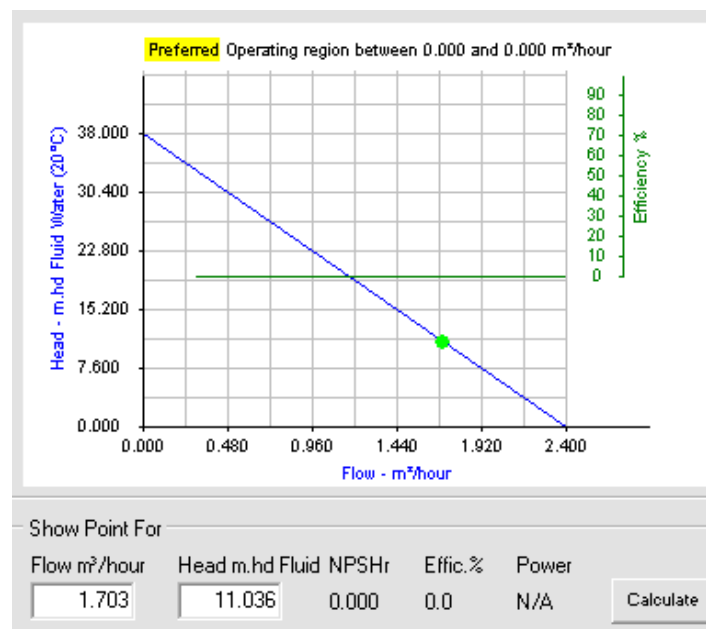
3.12.5 Simulación Tramo 1



(Figura 3.45 – Simulación Tramo 1)

Fuente: Programa Pipeflow Expert.

El resultado del punto de operación de nuestra bomba para el primer tramo fue la siguiente.

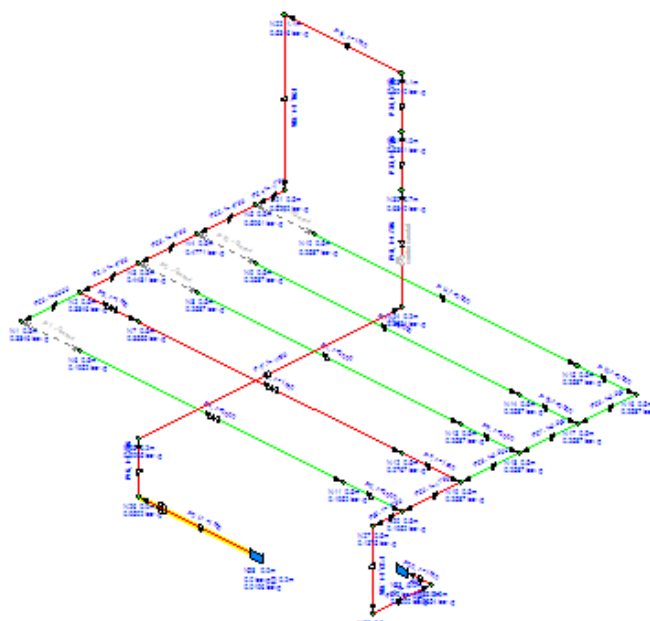


(Figura 3.46 – Punto de operación Tramo 1)

Fuente: Programa Pipeflow Expert

- Caudal = 1.703 m³/h
- altura dinámica = 11.036 m

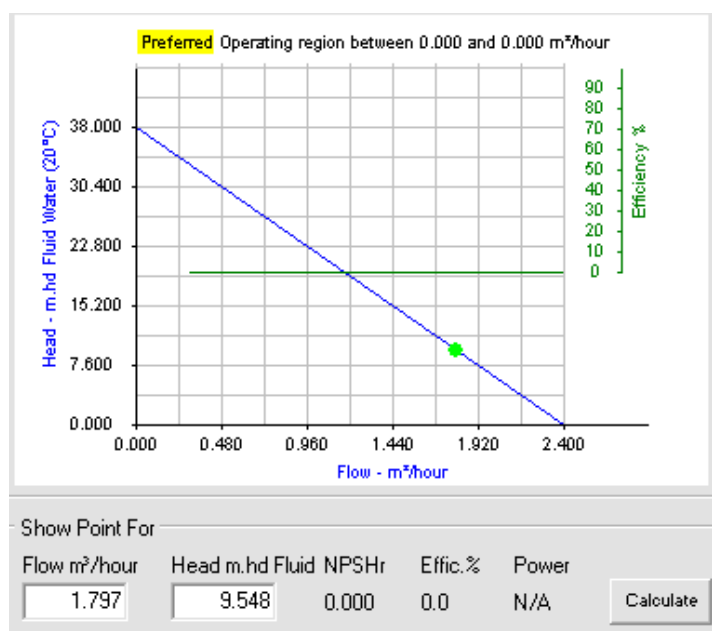
3.12.6 Simulación Tramo 2



(Figura 3.47 – Simulación Tramo 2)

Fuente: Programa Pipeflow Expert.

El resultado del punto de operación de nuestra bomba para el segundo tramo fue la siguiente.

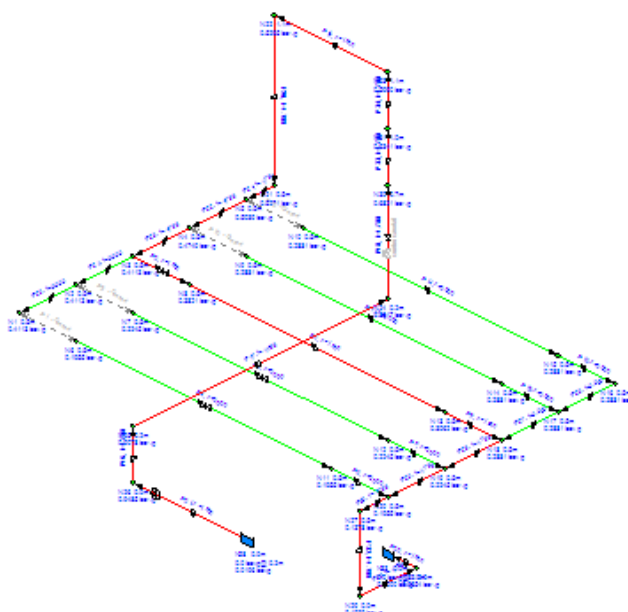


(Figura 3.48 – Punto de operación Tramo 2)

Fuente: Programa Pipeflow Expert

- Caudal = 1.797 m³/h
- altura dinámica = 9.548 m

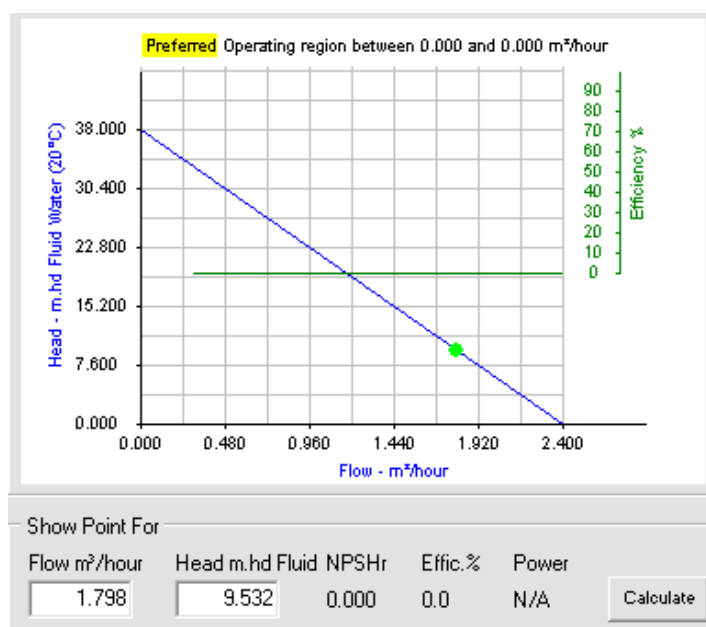
3.12.7 Simulación Tramo 3



(Figura 3.49 – Simulación Tramo 3)

Fuente: Programa Pipeflow Expert.

El resultado del punto de operación de nuestra bomba para el tercer tramo fue la siguiente.

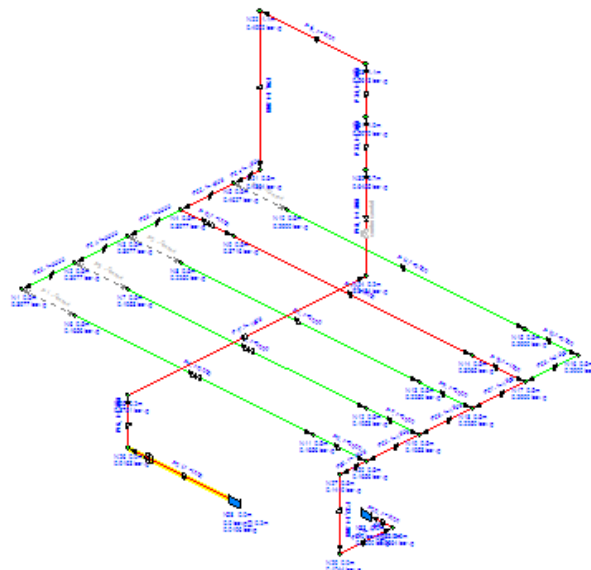


(Figura 3.50 – Punto de operación Tramo 3)

Fuente: Programa Pipeflow Expert

- Caudal = 1.798 m³/h
- altura dinámica = 9.532 m

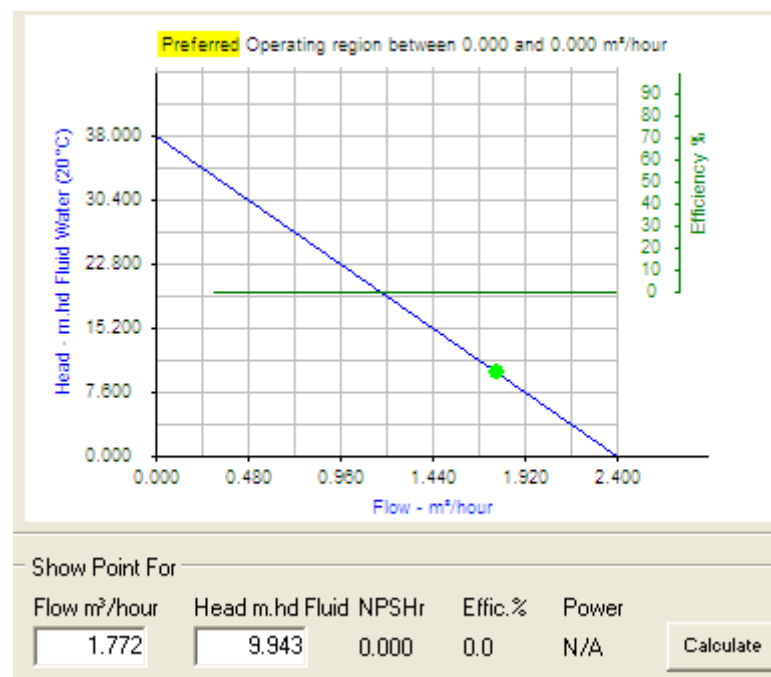
3.12.8 Simulación Tramo 4



(Figura 3.51 – Simulación Tramo 4)

Fuente: Programa Pipeflow Expert.

El resultado del punto de operación de nuestra bomba para el cuarto tramo fue la siguiente.

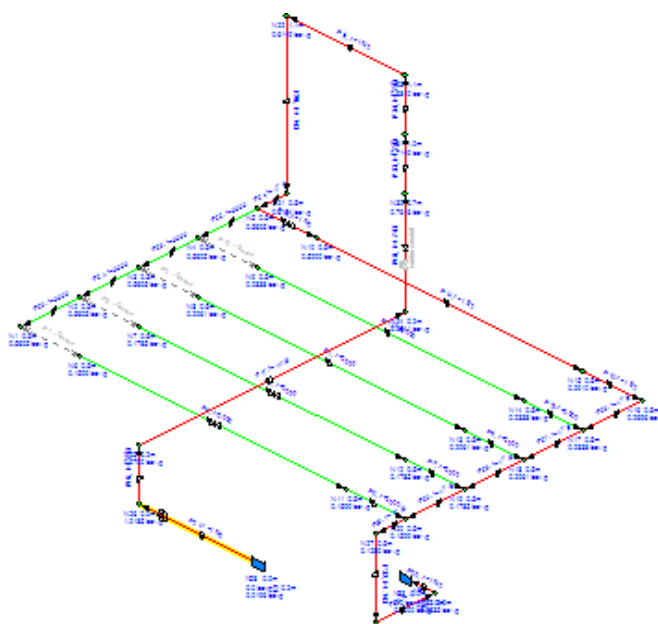


(Figura 3.52 – Punto de operación Tramo 4)

Fuente: Programa Pipeflow Expert

- Caudal = 1.72 m³/h
- altura dinámica = 9.943 m

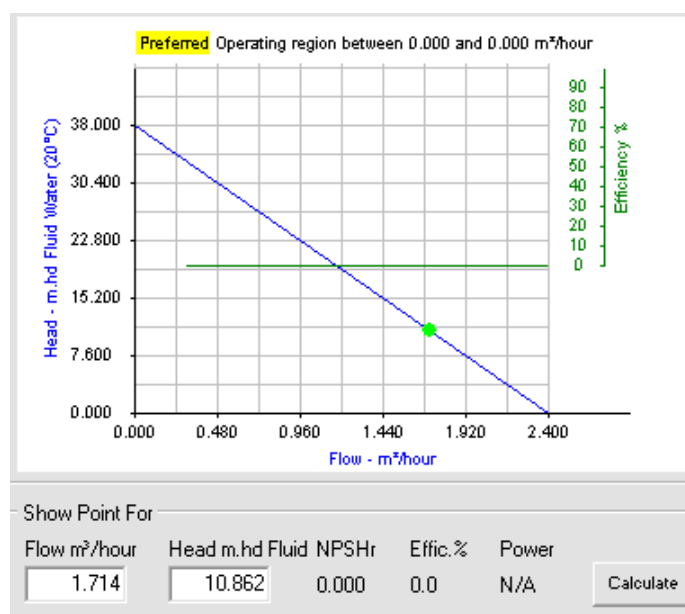
3.12.9 Simulación Tramo 5



(Figura 3.53 – Simulación Tramo 5)

Fuente: Programa Pipeflow Expert.

El resultado del punto de operación de nuestra bomba para el quinto tramo fue la siguiente.



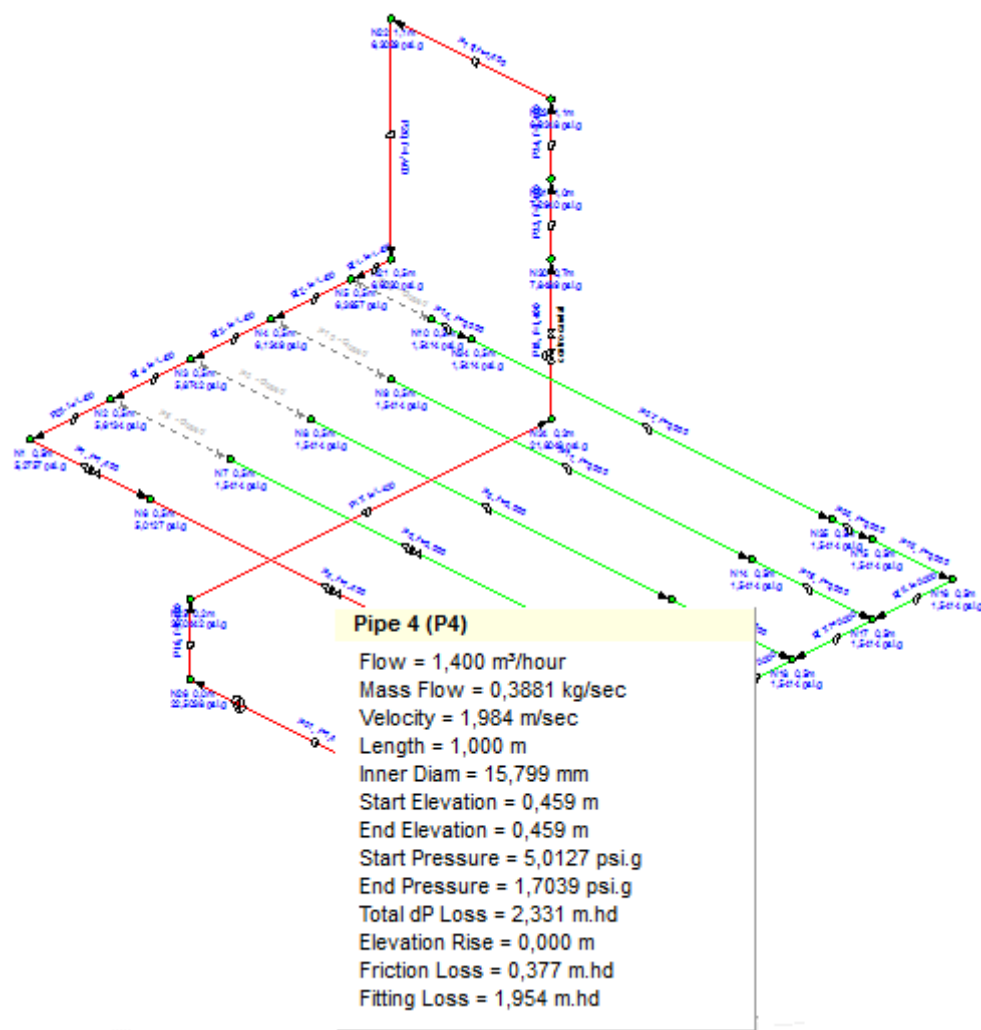
(Figura 3.54 – Punto de operación Tramo 5)

Fuente: Programa Pipeflow Expert

- Caudal = 1.714 m³/h
- altura dinámica = 10.862 m

Nota. El programa nos da más posibilidades para obtener otros resultados como son: el NPSH de la bomba, la eficiencia y la potencia de la misma, pero lastimosamente no se ha podido encontrar una bibliografía completa de la bomba seleccionada.

Además el programa nos permite analizar las condiciones operacionales de los diferentes tramos, simplemente hay que pasar el “mouse” sobre la tubería deseada, e inmediatamente se abrirá una ventana en la que se encuentran todos los datos de operación.



(Figura 3.55 – Datos de operación del tramo)

Fuente: Programa Pipeflow Expert

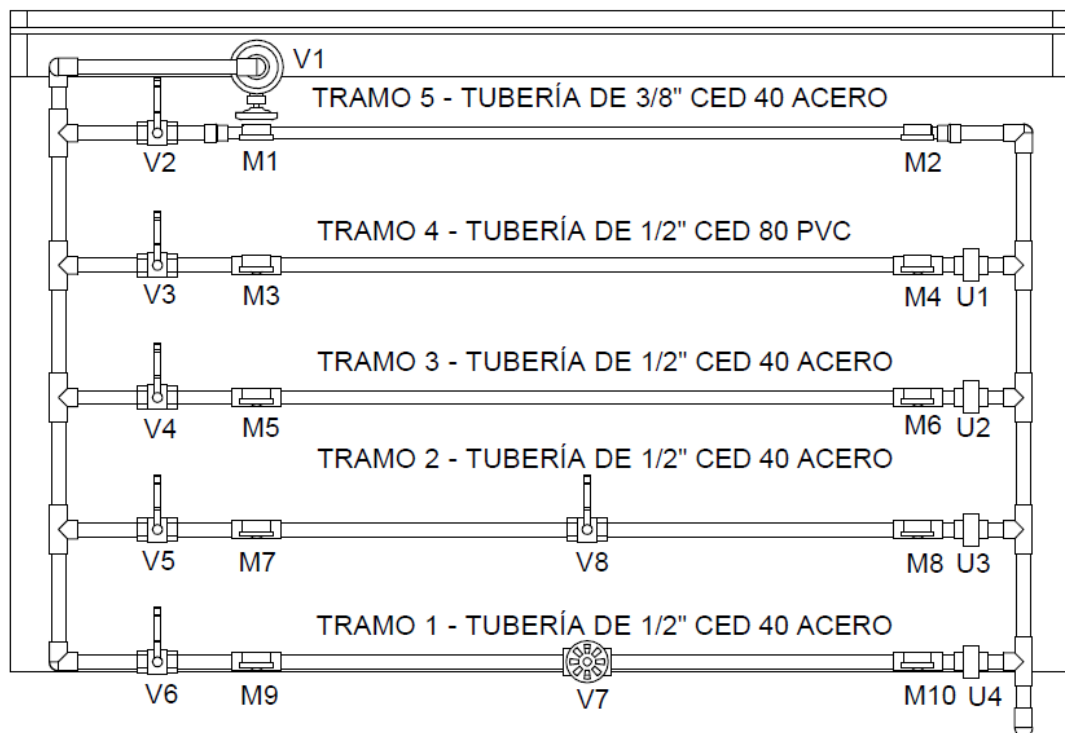
CAPÍTULO IV

4. PUESTA EN MARCHA, PRUEBAS Y RESULTADOS

4.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se analizará específicamente las pérdidas que se generan en los tramos que se indican a continuación, de acuerdo a las características funcionales para las que fue diseñado el equipo.

- Tramo 1. Longitud de tubería de 1m; Accesorio, válvula de globo.
- Tramo 2. Longitud de tubería de 1m; Accesorio, válvula de bola.
- Tramo 3. Longitud de tubería de 1m.
- Tramo 4. Longitud de tubería de 1m.
- Tramo 5. Longitud de tubería de 1m.



(Figura 4.1 – Vista Superior del Banco)

Fuente: El Autor

<i>Símbolo</i>	<i>Elemento</i>	<i>Función</i>
V1	Válvula de globo	Válvula para regular el caudal
V2	válvula de bola	Válvula para permitir el paso del fluido al tramo 5
V3	válvula de bola	Válvula para permitir el paso del fluido al tramo 4
V4	válvula de bola	Válvula para permitir el paso del fluido al tramo 3
V5	válvula de bola	Válvula para permitir el paso del fluido al tramo 2
V6	válvula de bola	Válvula para permitir el paso del fluido al tramo 1
V7	Válvula de globo	Válvula de uso didáctico para observar la caída de presión que genera la misma
V8	válvula de bola	Válvula de uso didáctico para observar la caída de presión que genera la misma
M1	manómetro	Observar la presión inicial del tramo 5
M2	manómetro	Observar la presión final del tramo 5
M3	manómetro	Observar la presión inicial del tramo 4
M4	manómetro	Observar la presión final del tramo 4
M5	manómetro	Observar la presión inicial del tramo 3
M6	manómetro	Observar la presión final del tramo 3
M7	manómetro	Observar la presión inicial del tramo 2
M8	manómetro	Observar la presión final del tramo 2
M9	manómetro	Observar la presión inicial del tramo 1
M10	manómetro	Observar la presión final del tramo 1
U1	unión universal	Retirar la tubería del tramo 4 cuando sea necesario
U2	unión universal	Retirar la tubería del tramo 3 cuando sea necesario
U3	unión universal	Retirar la tubería del tramo 2 cuando sea necesario
U4	unión universal	Retirar la tubería del tramo 1 cuando sea necesario

(Tabla 4.1 – Elementos del sistema de tubería)

Fuente: El Autor

4.2 PRUEBAS DE LA BOMBA

La bomba es el elemento que proporciona energía al fluido dentro del sistema, por lo cual en la tabla 4.2 se tienen los valores del caudal de diseño y los valores reales tomados del rotámetro para cada tramo.

<i>tramo</i>	<i>cálculo manual (m³/h)</i>	<i>simulación (m³/h)</i>	<i>Rotámetro (m³/h)</i>	<i>% error manual</i>	<i>% error simulación</i>
1	1.74	1.703	1.4	24.29	21.64
2	1.83	1.797	1.5	22.00	19.8
3	1.83	1.798	1.55	18.06	16
4	1.83	1.772	1.5	22.00	18.13
5	1.8	1.714	1.4	28.57	22.42

(Tabla 4.2 – Pruebas de la bomba)

Fuente: El Autor

El porcentaje de error parece ser demasiado, pero debemos tener en cuenta que se están manejando valores muy pequeños, tanto en el caudal, como en las presiones. También debemos tener en consideración que el factor “K” del rotámetro no lo tenemos, por ende podemos estar utilizando un valor que no sea próximo al real.

Otro factor que no se considera, son las pérdidas que generan las uniones universales y uniones hembra-hembra, porque las mismas no se encuentran en ninguna bibliografía.

4.3 ENSAYOS DE PÉRDIDA DE CARGA EN LOS TRAMOS

El caudal máximo para los ensayos en el banco de pruebas será de 1.4 m³/h, ya que este caudal es el máximo que proporciona la bomba al sistema y como caudal mínimo utilizaremos 1.1 m³/h, ya que si estamos por debajo del caudal mencionado, no se podrá observar en los manómetros las presiones mínimas que se generan por estos caudales.

Debemos tener en consideración los parámetros que se necesitan medir para luego proceder a realizar los cálculos.

Los parámetros que necesitamos conocer son:

- Temperatura del agua, se usará una temperatura de 20°C.
- Caudal.
- El diferencial de presión de cada tramo para realizar la comparación con los métodos conocidos de cálculo.

La ecuación general para la pérdida de energía en un tramo recto está dada por:

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + K \frac{V^2}{2g}$$

(Ecuación 4.1)

Donde:

f Coeficiente de fricción

L longitud de la tubería

D diámetro de la tubería

V velocidad del fluido

K coeficiente de resistencia del accesorio

g gravedad

Vamos a realizar primero el ensayo en el tramo 3, para obtener la pérdida que se genera solamente en la tubería. Obtenido esto, podemos realizar un análisis comparativo con los otros tramos que contienen accesorios.

4.3.1 Ensayo en el Tramo 3

Este tramo consta de:

- 1m de tubería 1/2" CED 40 en acero, DI= 0.0158 m.
- Unión en T con K= 0.54 (Tomado del anexo D2).

Consideramos la unión en T ya que los manómetros se encuentran ubicados sobre los mismos.

A continuación se describe todo el proceso de cálculo para obtener las pérdidas (hl) que se generan en esta tubería.

Calculamos el área por donde va a circular el fluido dentro de la tubería.

$$A = \frac{D^2\pi}{4} \quad A = \frac{(0.0158m)^2\pi}{4} \quad A = 1.96 \times 10^{-4} m^2$$

Donde:

A es el área

D es el diámetro de la tubería

Procedemos a calcular la velocidad del fluido dentro de la tubería como se indica a continuación.

$$V = \frac{Q}{A} \quad V = \frac{0.000388m^3/s}{1.96 \times 10^{-4}m^2} \quad V = 1.983m/s$$

Donde:

V es la velocidad

Q es el caudal

A es el área

Calculamos el número de Reynolds.

$$N_R = \frac{\rho V D}{\mu} \quad N_R = \frac{998.2 \frac{kg}{m^3} * 1.983 \frac{m}{s} * 0.0158 m}{1.005 \times 10^{-3} \frac{Ns}{m^2}} \quad N_R = 31100$$

Donde:

N_R es el número de Reynolds

ρ es la densidad del líquido

V es la velocidad

D es el diámetro de la tubería

μ es la viscosidad dinámica o absoluta del fluido

Calculamos la rugosidad relativa.

$$Rr = \frac{E}{D} \quad Rr = \frac{0.000046 m}{0.0158 m} \quad Rr = 0.00291$$

Donde:

Rr es la rugosidad relativa

E es la rugosidad del material

D es el diámetro de la tubería

Con la obtención del número de Reynolds y la rugosidad relativa obtenemos el coeficiente de fricción f , con la ayuda del diagrama de Moody que se encuentra en el anexo 7.

$$f = 0.03$$

Reemplazamos los valores calculados en la ecuación 4.1 para obtener la pérdida total generada por la tubería y los accesorios.

$$h_l = 0.03 \frac{1m}{0.0158m} \frac{(1.983 \frac{m}{s})^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} + 0.54 \frac{(1.983 \frac{m}{s})^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_l = 0.489 \text{ m}$$

Esta pérdida expresada en metros, también se puede expresar en Kilo Pascales (Kpa) con la siguiente ecuación.

$$\Delta P = \rho * g * h_l$$

$$\Delta P = 998.2 \text{ kg/m}^3 * 9.81 \text{ m/s}^2 * 0.489 \text{ m}$$

$$\Delta P = 4.788 \text{ Kpa} = 0.7 \text{ PSI}$$

Donde:

ρ es la densidad

g es la aceleración de la gravedad

h_l es la pérdida generada por la tubería y los accesorios

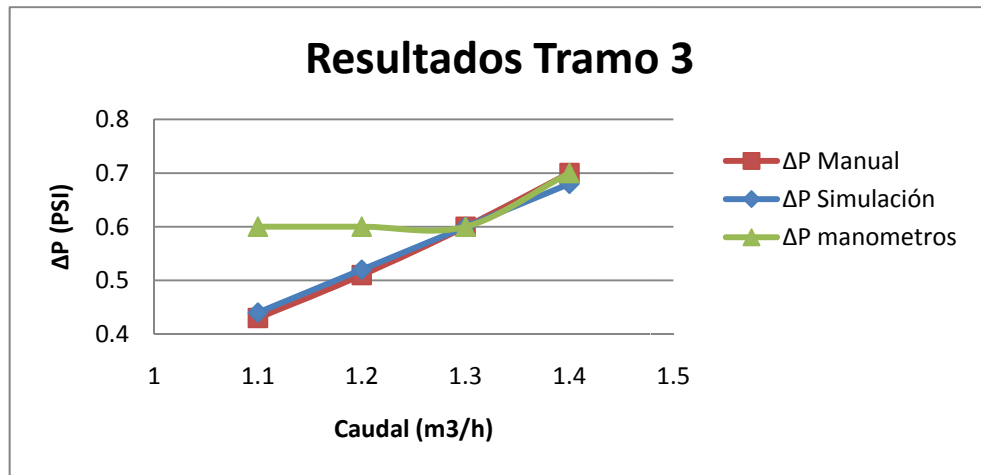
Realizamos el mismo procedimiento descrito anteriormente para los demás caudales. Los resultados obtenidos para este tramo tanto en el cálculo manual como en la simulación fueron los siguientes.

Caudal (m³/h)	velocidad (m/s)	Nreynolds	f	ΔP Manual PSI	ΔP Simulación PSI	ΔP manómetros PSI
1.4	1.98	31100	0.3	0.7	0.68	0.7
1.3	1.84	28900	0.3	0.6	0.6	0.6
1.2	1.7	26700	0.3	0.51	0.52	0.6
1.1	1.56	24500	0.3	0.43	0.44	0.6

(Tabla 4.3 – Resultados tramo 3)

Fuente: El Autor

En la figura 4.2 Se indica una gráfica del diferencial de presión vs el caudal, obtenido tanto en el cálculo manual, como en la simulación y de los manómetros del banco de pruebas.



(Figura 4.2 – Resultados tramo 3)

Fuente: El Autor

Análisis

De este tramo se puede decir que:

- Tanto el cálculo manual como la simulación tienen resultados similares, esto se debe a que las fórmulas empleadas para los cálculos y el coeficiente de resistencia “K” son las mismas.
- Comparando los resultados de la simulación y los cálculos manuales, con los obtenidos de los manómetros, observamos que concuerdan cuando utilizamos caudales de 1.4 m³/h y 1.3 m³/h. pero después el diferencial de presión se mantiene constante, esto se debe a que los valores de la presión son muy pequeños y no se los puede apreciar con exactitud.

4.3.2 Ensayo en el Tramo 1

Una vez concluido el análisis en el tramo 3, procedemos a realizar el análisis en el tramo 1, y así obtener un valor real del coeficiente de resistencia “K” de la válvula de globo.

Para esto realizamos la resta de las presiones generadas del tramo 1 menos las presiones generadas del tramo 3, así obtenemos un diferencial de presión que corresponde al generado solamente por la válvula de globo.

<i>ΔP tramo 1 (PSI)</i>	<i>ΔP tramo 3 (PSI)</i>	<i>ΔP Generada por la válvula (PSI)</i>
5.6	0.7	4.9
4.9	0.6	4.3
3.9	0.6	3.3
3.1	0.6	2.5

(Tabla 4.4 – ΔP Generada por la válvula de globo)

Fuente: El Autor

Estos diferenciales de presión generados por la válvula se pueden expresar en metros con ayuda de la siguiente ecuación.

$$\Delta P = \rho * g * h_l$$

$$4.9 \text{ PSI} * \frac{6894.757 \text{ Pa}}{1 \text{ PSI}} * \frac{1}{998.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 3.45 \text{ m}$$

Este resultado lo reemplazamos en la ecuación y obtenemos el valor de “K” real

$$K = \frac{h_l * 2g}{V^2}$$

$$K = \frac{3.45 \text{ m} * 2 * 9.81 \text{ m/s}^2}{(1.98 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}$$

K=17.26

Realizamos el mismo procedimiento descrito anteriormente para los otros diferenciales de presión generados por la válvula, obteniendo los siguientes resultados.

<i>caudal (m³/h)</i>	<i>ΔP (PSI)</i>	<i>h_l (m)</i>	<i>velocidad (m/s)</i>	<i>K Válvula</i>
1.4	4.9	3.45	1.98	17.26
1.3	4.3	3.02	1.84	17.5
1.2	3.3	2.32	1.7	15.75
1.1	2.5	1.76	1.56	14.18

(Tabla 4.5 – Valor “K” de la válvula de globo)

Fuente: El Autor

Como se puede observar en la tabla 4.5 el valor del coeficiente de resistencia “K” de la válvula de globo no se mantiene constante, entonces procedemos a realizar un promedio de los resultados para obtener un valor general.

K= 16.2

Este valor de “K” será el utilizado para realizar las pruebas dentro del banco.

Una vez concluidos los cálculos para obtener el valor de “K” real de la válvula de globo, procedemos a realizar las pruebas dentro del tramo 1.

Este tramo consta de:

- 1m de tubería 1/2" CED 40 en acero, DI= 0.0158 m.
- Una válvula de globo con $K= 16.2$ (valor calculado).
- Unión en T con $K= 0.54$ (Tomado del anexo D2).

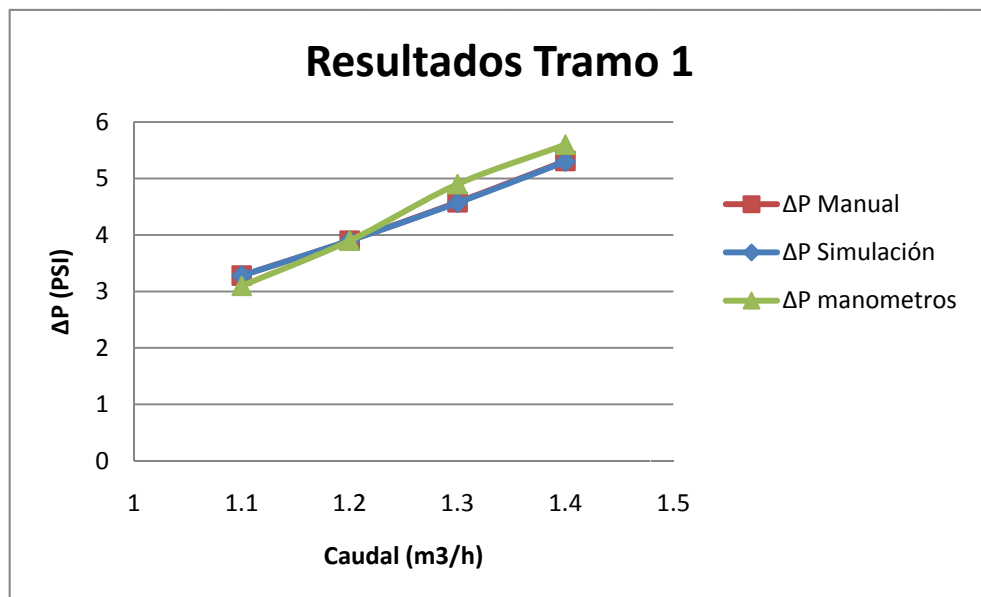
Los resultados obtenidos para este tramo tanto en el cálculo manual como en la simulación fueron los siguientes.

<i>Caudal (m³/h)</i>	<i>velocidad (m/s)</i>	<i>Nreynolds</i>	<i>f</i>	<i>ΔP Manual PSI</i>	<i>ΔP Simulación PSI</i>	<i>ΔP manómetros PSI</i>
1.4	1.98	31100	0.03	5.31	5.3	5.6
1.3	1.84	28900	0.03	4.58	4.57	4.9
1.2	1.7	26700	0.03	3.9	3.9	3.9
1.1	1.56	24500	0.03	3.28	3.28	3.1

(Tabla 4.6 – Resultados tramo 1)

Fuente: El Autor

En la figura 4.3 Se indica una gráfica del diferencial de presión vs el caudal, obtenido tanto en el cálculo manual, como en la simulación y de los manómetros del banco de pruebas.



(Figura 4.3 – Resultados tramo 1)

Fuente: El Autor

Análisis

De este tramo se puede decir que:

- El coeficiente de resistencia “K”, en teoría es una constante para todas las medidas de un cierto diseño o línea de válvulas y accesorios, si todas las medidas fueran geométricamente similares: Sin embargo, la similitud geométrica es difícil que ocurra, si lo fuera, es porque el diseño de válvulas y accesorios se rige por costos de fabricación, normas, resistencia estructural y otras consideraciones, es por esto que el valor calculado de $K=16.2$ no es similar al utilizado de la bibliografía de $K=9.2$ para esta válvula.
- Utilizando el valor calculado de “K”, se puede concluir que: el cálculo manual, la simulación y los datos obtenidos de los manómetros son resultados similares, esto se debe a que se utilizó un valor de “K” obtenido luego de un análisis entre tuberías con y sin accesorio.

4.3.3 Ensayo en el Tramo 2

En este tramo vamos a realizar el mismo procedimiento descrito en el tramo 1, para obtener un valor real del coeficiente de resistencia “K” de la válvula de bola.

Para esto realizamos la resta de las presiones generadas del tramo 2 menos las presiones generadas del tramo 3, así obtenemos un diferencial de presión que corresponde al generado solamente por la válvula de bola.

ΔP tramo 2 PSI	ΔP tramo 3 PSI	ΔP Generada por la válvula PSI
1.5	0.7	0.8
1.3	0.6	0.7
1.2	0.6	0.6
1.1	0.6	0.5

(Tabla 4.7 – ΔP Generada por la válvula de bola)

Fuente: El Autor

Realizamos el mismo procedimiento descrito en el tramo 1, para calcular el valor de “K” de la válvula de bola, obteniendo los siguientes resultados.

<i>caudal (m³/h)</i>	<i>ΔP (PSI)</i>	<i>h_f (m)</i>	<i>velocidad (m/s)</i>	<i>K Válvula</i>
1.4	0.8	0.56	1.98	2.8
1.3	0.7	0.49	1.84	2.83
1.2	0.6	0.42	1.7	2.85
1.1	0.5	0.35	1.56	2.82

(Tabla 4.8 – Valor “K” de la válvula de bola)

Fuente: El Autor

Como se puede observar en la tabla 4.7 el valor del coeficiente de resistencia “K” de la válvula de bola no se mantiene constante, entonces procedemos a realizar un promedio de los resultados para obtener un valor general.

K= 2.82

Este valor de “K” será el utilizado para realizar las pruebas dentro del banco.

Una vez concluidos los cálculos para obtener el valor de “K” real de la válvula de bola, procedemos a realizar las pruebas dentro del tramo 2.

Este tramo consta de:

- 1m de tubería 1/2" CED 40 en acero, DI= 0.0158 m.
- Una válvula de bola con K= 2.82 (valor calculado).
- Unión en T con K= 0.54 (Tomado del Anexo D2).

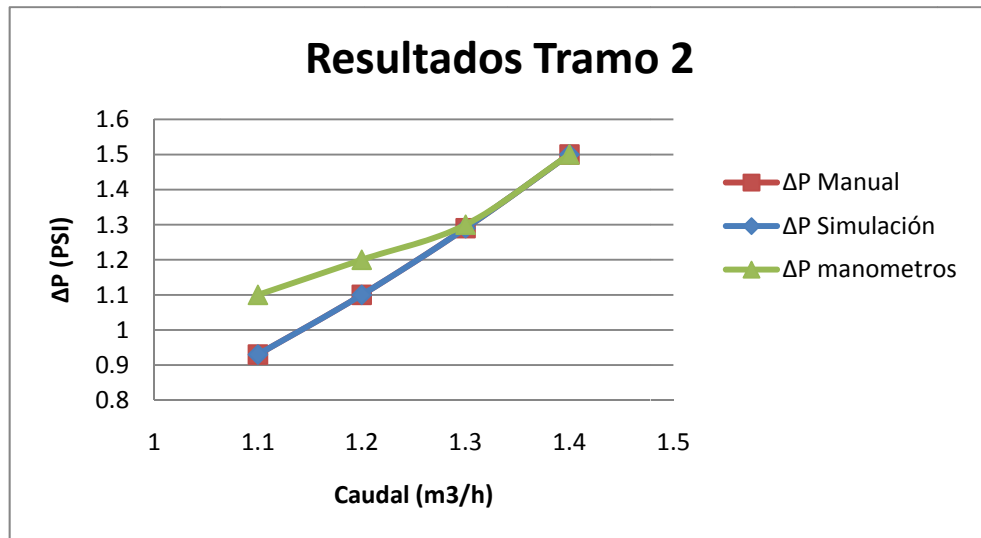
Los resultados obtenidos para este tramo tanto en el cálculo manual como en la simulación fueron los siguientes.

<i>Caudal (m³/h)</i>	<i>velocidad (m/s)</i>	<i>Nreynolds</i>	<i>f</i>	<i>ΔP Manual PSI</i>	<i>ΔP Simulación PSI</i>	<i>ΔP manómetros PSI</i>
1.4	1.98	31100	0.03	1.5	1.5	1.5
1.3	1.84	28900	0.03	1.29	1.29	1.3
1.2	1.7	26700	0.03	1.1	1.1	1.2
1.1	1.56	24500	0.03	0.93	0.93	1.1

(Tabla 4.9 – Resultados del tramo 2)

Fuente: El Autor

En la figura 4.4 Se indica una gráfica del diferencial de presión vs el caudal, obtenido tanto en el cálculo manual, como en la simulación y de los manómetros del banco de pruebas.



(Figura 4.4 – Resultados tramo 2)

Fuente: El Autor

Análisis

De este tramo se puede decir que:

- El coeficiente de resistencia “K”, en teoría es una constante para todas las medidas de un cierto diseño o línea de válvulas y accesorios, si todas las medidas fueran geométricamente similares: Sin embargo, la similitud geométrica es difícil que ocurra, si lo fuera, es porque el diseño de válvulas y accesorios se rige por costos de fabricación, normas, resistencia estructural y otras consideraciones, es por esto que el valor calculado de $K=2.82$ no es similar al utilizado de la bibliografía de $K=0.08$ para esta válvula.
- Utilizando el valor calculado de “K”, se puede concluir que: el cálculo manual, la simulación y los datos obtenidos de los manómetros son resultados similares, esto se debe a que se utilizó un valor de “K” obtenido luego de un análisis entre tuberías con y sin accesorio.

4.3.4 Ensayo en el Tramo 4

En este tramo vamos a calcular las pérdidas que se generan en una tubería de PVC.

Este tramo consta de:

- 1m de tubería 1/2" CED 80 en PVC, $DI= 0.0139$ m.
- Unión en T con $K= 0.54$ (Tomado del Anexo D2).

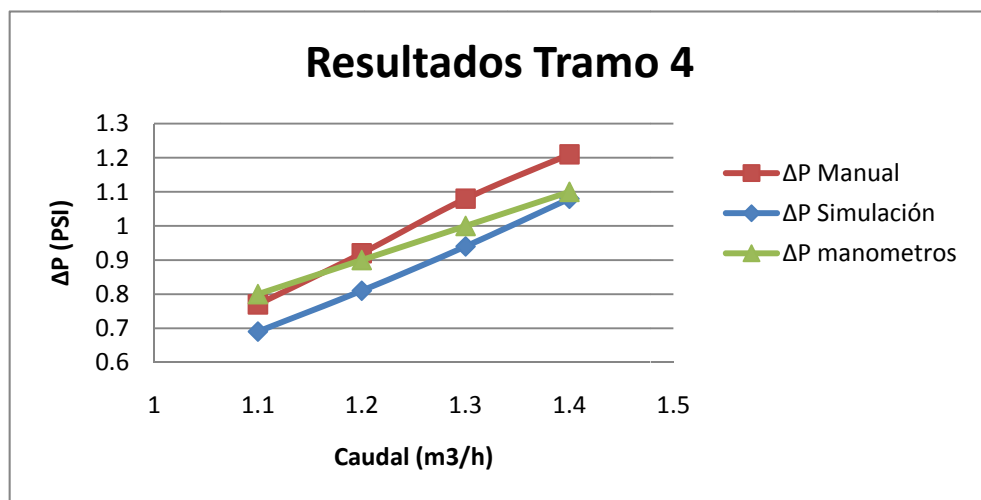
Los resultados obtenidos para este tramo tanto en el cálculo manual como en la simulación fueron los siguientes.

Caudal (m³/h)	velocidad (m/s)	Nreynolds	<i>f</i>	ΔP Manual PSI	ΔP Simulación PSI	ΔP manómetros PSI
1.4	2.56	35300	0.028	1.21	1.08	1.1
1.3	2.38	32900	0.029	1.08	0.94	1.0
1.2	2.2	30300	0.029	0.92	0.81	0.9
1.1	2.01	27800	0.03	0.77	0.69	0.8

(Tabla 4.10 – Resultados del tramo 4)

Fuente: El Autor

En la figura 4.5 Se indica una gráfica del diferencial de presión vs el caudal, obtenido tanto en el cálculo manual, como en la simulación y de los manómetros del banco de pruebas.



(Figura 4.5 – Resultados tramo 4)

Fuente: El Autor

Análisis

De este tramo se puede decir que:

- Los resultados obtenidos del cálculo manual y la simulación no son iguales, esto se debe a que el programa utiliza únicamente la fórmula propuesta por **Colebrook** para el cálculo del coeficiente de fricción f en las tuberías. De la manera manual se utilizó la fórmula propuesta por **Prandtl** para tuberías lisas.
- Como se puede observar en la figura 4.5, los resultados obtenidos de los manómetros se encuentran en una relación intermedia, entre los resultados obtenidos de la simulación y del cálculo manual, esto se debe a que existe una pequeña variación en el coeficiente de fricción f

4.3.5 Ensayo en el Tramo 5

En este tramo vamos a calcular las pérdidas que se generan una tubería de 3/8" en Acero.

Este tramo consta de:

- 1m de tubería 3/8" CED 40 en Acero $DI= 0.0125$ m
- Unión en T con $K= 0.56$ (Tomada del programa PIPEFLOW)

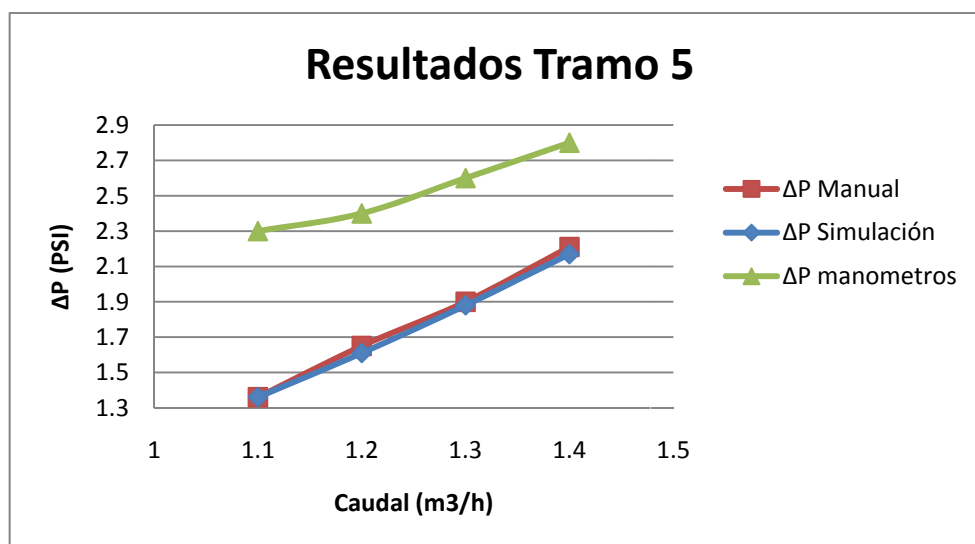
Los resultados obtenidos para este tramo tanto en el cálculo manual como en la simulación fueron los siguientes.

<i>Caudal (m³/h)</i>	<i>velocidad (m/s)</i>	<i>Nreynolds</i>	<i>f</i>	<i>ΔP Manual PSI</i>	<i>ΔP Simulación PSI</i>	<i>ΔP manómetros PSI</i>
1.4	3.16	39300	0.031	2.21	2.17	2.8
1.3	2.94	36500	0.031	1.9	1.88	2.6
1.2	2.72	33700	0.031	1.65	1.61	2.4
1.1	2.49	30900	0.031	1.36	1.36	2.3

(Tabla 4.11 – Resultados del tramo 5)

Fuente: El Autor

En la figura 4.6 Se indica una gráfica del diferencial de presión vs el caudal, obtenido tanto en el cálculo manual, como en la simulación y de los manómetros del banco de pruebas.



(Figura 4.6 – Resultados tramo 5)

Fuente: El Autor

Análisis

De este tramo se puede decir que:

- Tanto el cálculo manual como la simulación tienen resultados similares, esto se debe a que las fórmulas empleadas para los cálculos y el coeficiente de resistencia “K” son las mismas.
- Como se puede ver en la figura 4.6, los resultados obtenidos del cálculo manual y la simulación, no concuerdan con los resultados obtenidos de los manómetros en el banco de pruebas, esto se debe a que el coeficiente de resistencia “K” de la unión en T donde se encuentran los manómetros no es igual al obtenido del programa.

Dado que no tenemos un valor de “K” real para la unión en T de 3/8” vamos a proceder a calcular un valor aproximado para poder utilizarlo dentro del banco de pruebas.

4.3.5.1 Ensayo para determinar el factor “K” de la unión en T en la tubería de 3/8”

Dado que el coeficiente de resistencia “K” de la unión en T no es igual al obtenido de la bibliografía, procedemos a calcular un valor aproximado.

El Tramo 5 consta de:

- 1m de tubería de 3/8" CED 40, DI = 0.0125m, rugosidad E = 0.000046m

El diferencial de presión depende del caudal. En la tabla 4.11 se encuentra las medidas tomadas del tramo 5.

Caudal <i>m³/h</i>	Manómetro 1 <i>PSI</i>	Manómetro 2 <i>PSI</i>	ΔP Manómetros <i>PSI</i>
1.4	6.4	3.6	2.8
1.3	5.7	3.1	2.6
1.2	4.8	2.4	2.4
1.1	4	1.7	2.3

(Tabla 4.12 – Diferencial de presión tramo 5)

Fuente: El Autor

El diferencial de presión lo podemos expresar en metros (hl) para poder reemplazar el valor en la siguiente ecuación:

$$K = h_l \frac{2g}{V^2} - f \frac{L}{D}$$

(Ecuación 4.2)

Remplazamos los valores obtenidos en la tabla 4.10, en la ecuación 4.2 para obtener un valor de “K” para la unión en T.

<i>caudal (m³/h)</i>	<i>hl (m)</i>	<i>velocidad (m/s)</i>	<i>Nreynolds</i>	<i>f</i>	<i>K Válvula</i>
1.4	1.9	3.16	39300	0.031	1.37
1.3	1.83	2.94	36500	0.031	1.66
1.2	1.69	2.72	33700	0.031	2.01
1.1	1.62	2.49	30900	0.031	2.64

(Tabla 4.13 – Cálculo Factor “K” Unión en T)

Fuente: El Autor

Para obtener un valor de “K” general de la unión en T, realizamos un promedio de los resultados, obteniendo: **K = 1.92**

Este será el nuevo valor de “K” para la unión en T, la cual se utilizará para volver a realizar el ensayo en el tramo 5.

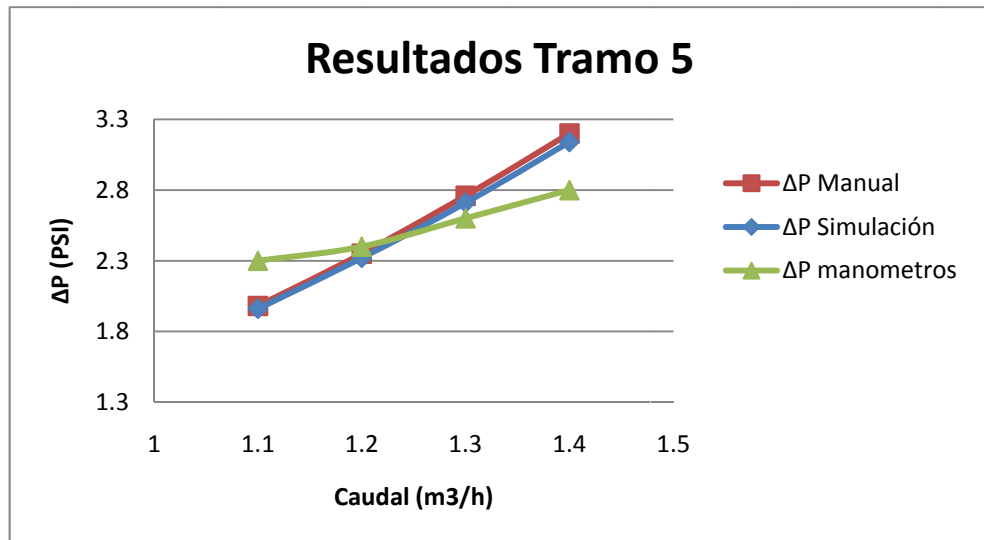
Los nuevos valores obtenidos en este tramo utilizando el valor de “K” calculado son los siguientes.

<i>Caudal (m³/h)</i>	<i>velocidad (m/s)</i>	<i>Nreynolds</i>	<i>f</i>	<i>ΔP Manual PSI</i>	<i>ΔP Simulación PSI</i>	<i>ΔP manómetros PSI</i>
1.4	3.16	39300	0.031	3.2	3.14	2.8
1.3	2.94	36500	0.031	2.76	2.71	2.6
1.2	2.72	33700	0.031	2.35	2.32	2.4
1.1	2.49	30900	0.031	1.98	1.96	2.3

(Tabla 4.14 – Resultados del tramo 5)

Fuente: El Autor

En la figura 4.7 Se indica una gráfica del diferencial de presión vs el caudal, obtenido tanto en el cálculo manual, como en la simulación y de los manómetros del banco de pruebas con el nuevo valor de “K”.



(Figura 4.7 – Resultados tramo 5)

Fuente: El Autor

Análisis.

- En este tramo se pudo observar que el coeficiente de resistencia “K” de la unión en T no es igual al utilizado por el programa. Entonces se realizó un análisis para obtener un valor de “K” aproximado al real.
- Como se puede ver en la figura 4.6 los resultados obtenidos con el nuevo coeficiente de resistencia del accesorio se aproximan a los resultados tomados de los manómetros.

Una vez terminados los análisis respectivos a cada uno de los tramos del banco de pruebas, se procedió a realizar una guía de laboratorio, la cual se encuentra en el anexo G. Además se realizó ciertas recomendaciones y se da los datos generales del banco para utilizarlo de mejor manera, y evitar algún daño del mismo, los cuales se encuentran en el anexo H.

CAPÍTULO V

5. ANÁLISIS DE COSTOS

En este capítulo se detallarán los costos que implican el diseño, la construcción y el montaje del banco de pruebas, con esto se determinará los recursos económicos utilizados.

Los costos analizados son:

- Costos directos.
- Costos indirectos.

5.1 COSTOS DIRECTOS

Son aquellos costos que están relacionados directamente con la fabricación o construcción como son: materia prima, costo de elementos de la máquina, mano de obra directa y maquinado.

En la tabla 5.1 se muestran los costos de la materia prima y materiales utilizados.

<i>Material</i>	<i>cantidad</i>	<i>precio unitario</i>	<i>precio total</i>
Rotámetro	1	168.00	168.00
Rango de 0.25 - 2.5 m ³ /h			
Manómetros de 0 a 15 PSI	10	70.73	707.30
válvula de bola 1/2"	6	4.50	27.00
válvula de globo 1/2"	1	16.11	16.11
válvula de globo 3/4"	1	28.94	28.94
tubería de 3/4" ced 80 PVC	1	6.70	6.70
tubería de 1/2" ced 40 Acero	1	20.26	20.26
tubería de 1/2" ced 80 PVC	1	4.00	4.00
tubería de 3/8" ced 40 Acero	1	9.28	9.28
Adaptador tanque-Junta 3/4" PVC	2	1.60	3.20
Reductor de 1" a 3/4" PVC	2	0.80	1.60
Codo de 90° de 3/4" PVC	2	1.40	2.80
Unión Universal 3/4" PVC	1	2.00	2.00
Unión Universal 1/2" PVC	4	1.60	6.40
Reductor de 3/4" a 1/2" PVC	1	0.76	0.76
Codo de 90° de 1/2" PVC	8	0.34	2.72
Unión en T de 1/2" PVC	18	0.41	7.38
Reductor de 1/2" a 3/8" PVC	2	0.87	1.74
Tanque capacidad 34 litros	1	12.00	12.00
Bomba de 1/2 HP	1	50.00	50.00
Tableros para la mesa	1	15.00	15.00
Perfiles cuadrados	1	50.00	50.00
TOTAL			1143.19

(Tabla 5.1 – Costos Materia Prima)

Fuente: El Autor

En la tabla 5.2 se muestran los costos de maquinado incluidos los precios de mano de obra correspondientes.

<i>Operación</i>	<i>tiempo</i>	<i>costo</i>
Cortado y roscado de la tubería	32 Horas	80.00
soldadura eléctrica	1 Hora	7.00
Medidas y pulido	16 Horas	50.00
Acabados en Vinil		23.82
TOTAL		160.82

(Tabla 5.2 – Costos de Maquinado)

Fuente: El Autor

5.2 COSTOS INDIRECTOS

Son los costos que no intervienen directamente en la construcción: costos de insumos, diseño e ingeniería y mano de obra indirecta.

En la tabla 5.3 se muestran los costos indirectos.

<i>Componente</i>	<i>detalle</i>	<i>costo</i>
teflón para tubería	1	0.60
técnico para el montaje	16 horas	32.00
Diseño e Ingeniería	24 horas	450.00
Rotulación		10.00
transporte y varios		40.00
Pintura		5.00
TOTAL		537.60

(Tabla 5.3 – Costos de Indirectos)

Fuente: El Autor

5.3 COSTO TOTAL

En la tabla 5.4 se detalla el costo total del prototipo.

<i>Componente</i>	<i>costo</i>
Costo materia prima	1143.19
Costos de maquinado	160.82
Costos indirectos	537.60
TOTAL	1841.61

(Tabla 5.4 – Costo Total)

Fuente: El Autor

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMEDACIONES

En este capítulo se presentan las conclusiones y recomendaciones en base a las pruebas realizadas y los resultados obtenidos en el desarrollo de este proyecto de titulación.

6.1 CONCLUSIONES

- El proyecto fue diseñado, construido y analizado para proporcionar un sistema funcional, flexible y capaz de incrementar los conocimientos a los estudiantes de la Carrera de Ingeniería Mecánica sobre el cálculo de pérdidas de carga en tuberías y accesorios.
- La construcción del módulo fue diseñada de tal manera que sus elementos puedan ser analizados individualmente, siendo así útil para realizar la comparación entre diferentes tipos de tuberías y accesorios.
- Una desventaja que se observó en el banco de pruebas, es que si se utiliza un caudal por debajo de $1.1 \text{ m}^3/\text{h}$, no se puede observar el diferencial de presión. Esto se debe a que las presiones generadas por dichos caudales son tan bajas que no se los puede apreciar en los manómetros.
- Existen varios métodos para obtener el coeficiente de fricción f para los diferentes materiales. Tal es el caso del diagrama de Moody o las formulas propuestas por varios científicos como son: Colebrook o Prandtl. En nuestro caso fueron utilizadas las fórmulas, ya que necesitamos mucha exactitud en los cálculos porque se están manejando presiones muy bajas.
- El factor de resistencia “K” para los accesorios no es constante, va a depender mucho del caudal que se esté manejando y de la geometría utilizada por el fabricante.

- Se pudo observar que el coeficiente de resistencia “K” utilizado para el diseño no es el mismo que se obtuvo en las pruebas que se realizaron en el equipo, es también por esta razón que en las pruebas de la bomba el porcentaje de error parece ser demasiado.
- El programa utilizado para la simulación fue de mucha ayuda, ya que nos permitió corroborar los resultados obtenidos del cálculo manual y así sustentar todos los datos obtenidos.

6.2 RECOMENDACIONES

- Antes de efectuar cualquier acción en el módulo, se debe leer detenidamente las instrucciones y advertencias, con el fin de utilizar correctamente todos los recursos del mismo y evitar daños irreversibles.
- Cuando se adquiere algún tipo de accesorio, es preferible que el fabricante proporcione toda la información acerca del accesorio, como por ejemplo el coeficiente de resistencia “K” para utilizarlo correctamente en el diseño.
- Para realizar la práctica es recomendable utilizar la guía de laboratorio, ya que la misma se obtuvo luego de varias pruebas dentro del banco.
- Para la obtención del coeficiente de resistencia f , es recomendable que sea lo más exacto posible, ya que de él depende el resultado que se va a obtener del cálculo manual.
- Cuando se realice el cálculo para poder seleccionar una bomba debemos considerar cierto factor de seguridad, con esto evitamos seleccionar una bomba que pueda trabajar al límite o por debajo de lo deseado.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Libros

- CRANE, *Flujo de fluidos en válvulas, tuberías y accesorios*, 15va Edición, Editorial Mc Graw Hill. Bogotá - Colombia.
- SHAMES Irving H, *Mecánica de fluidos*, 3ra Edición, Editorial Mc Graw Hill. Bogotá - Colombia.
- KREITH Frank, *Fluid Mechanics*, Editorial Frank Kreith. Boca Ratón.
- GILES Ranald V. *Mecánica de los fluidos e Hidráulica*, 2da Edición, Editorial Mc Graw Hill. Bogotá - Colombia.
- MATAIX Claudio, *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*, 2da Edición, Ediciones del Castillo, Madrid - España
- STREETER Victor, *Mecánica de los fluidos*, 3ra Edición, Editorial Mc Graw Hill. Bogotá - Colombia.
- WESTAWAY C.R. *Cameron Hydraulic Data*, 16va Edición, Editorial Ingersoll Rand. USA.

Páginas Web Consultadas

- **Teoría del Rotámetro**
<http://www.efn.unc.edu.ar/departamentos/aero/Asignaturas/MecFluid/materia/Teoria%20Rotametro.pdf>
- **Medición del Caudal**
http://www.ing.unlp.edu.ar/electrotecnia/procesos/apuntes/Medicion_de_Caudal.pdf
- **Medidores de Área Variable**
<http://avdiaz.files.wordpress.com/2008/10/medidores-de-area-variable.ppt>
- **Cálculo Bomba**
http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/tesis/ingenie/monge_t_m/anexo-8.pdf
- **Programa para el cálculo del coeficiente de resistencia f**
- <http://www1.ceit.es/asignaturas/Fluidos1/WEBMF/Mecanica%20de%20Fluidos%20I/FAQMFI/FAQ7.htm>

ANEXO A

EQUIVALENCIAS DE VISCOSIDAD

ANEXO A1

Equivalencia de Viscosidad Absoluta (dinámica)

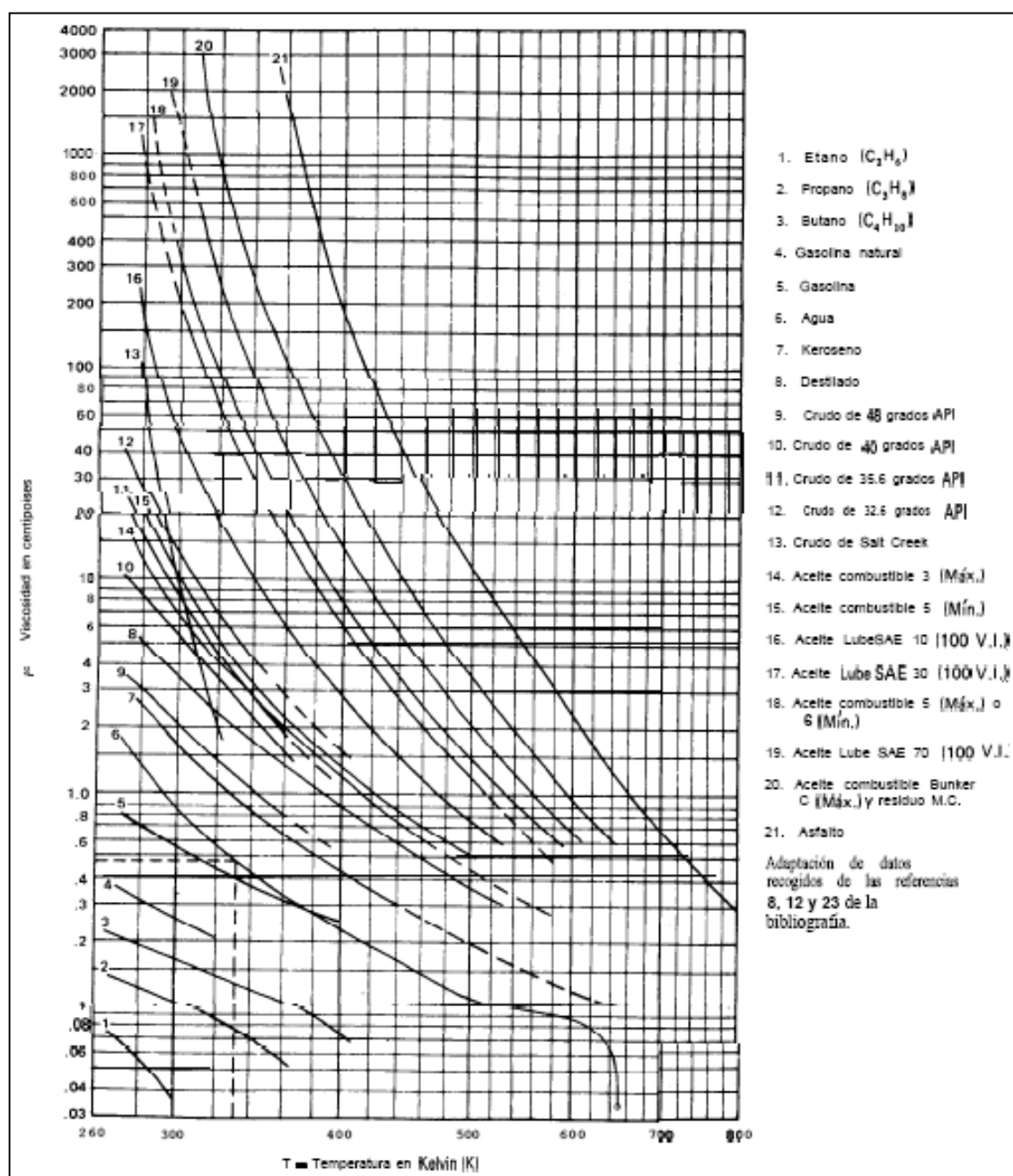
PARA OBTENER \longrightarrow MULTIPLÍQUESE \downarrow por \swarrow	Pascal segundo Pa s	Centipoise cP	Poundal segundo por pie cuadrado pdl s/ft ²	Libra-fuerza segundo por pie cuadrado lbf s/ft ²	Kilogramo-fuerza segundo por metro cuadrado kgf s/m ²
1 poise (= 1 g/cm ² s) = Pas	1	1000	0.672	2.09 x 10 ⁻²	0.102
1 centipoise =	0.001	1	6.72 x 10 ⁻⁴	2.09 x 10 ⁻⁵	1.02 x 10 ⁻⁴
1 poundal segundo por pie cuadrado (= 1 lb/(ft s)) = pdl s/ft ²	1.488	1488	1	0.031	0.152
1 libra-fuerza segundo por metro cuadrado (= 1 slug/(ft s)) = lbf s/ft ²	47.88	47 880	32.174	1	4.882
1 kilogramo-fuerza segundo por metro cuadrado = kgf s/m ²	9.807	9807	6.590	0.205	1

Equivalencias de Viscosidad Cinemática

PARA OBTENER \longrightarrow MULTIPLÍQUESE \downarrow por \swarrow	Metro cuadrado por segundo m ² /s	Centistokes cSt	Pulgada cuadrada por segundo in ² /s	Pie cuadrado por segundo ft ² /s
1 metro cuadrado por segundo = m ² /s	1	1 x 10 ⁶	1550	10.764
1 centistokes = cSt	1 x 10 ⁻⁶	1	1.55 x 10 ⁻³	1.0764 x 10 ⁻⁵
1 pulgada cuadrada por segundo = in ² /s	6.452 x 10 ⁻⁴	645.2	1	6.944 x 10 ⁻³
1 pie cuadrado por segundo = ft ² /s	9.290 x 10 ⁻²	92 903	144	1

Anexo A2

Viscosidad del agua y líquidos derivados del petróleo



ANEXO B

PROPIEDADES FÍSICAS DEL AGUA

Anexo B1

Propiedades Físicas del agua en S.I

Temperatura, °C	Densidad ρ , kg / m ³	Viscosidad μ , (N · s / m ²) × 10 ⁻³	Viscosidad cinemática ν , m ² / s × 10 ⁻⁶	Módulo de elasticidad volumétrica κ , Pa × 10 ⁷	Tensión superficial σ , N / m × 10 ⁻²	Presión de vapor, Pa
0	999.9	1.792	1.792	204	7.62	588
5	1000.0	1.519	1.519	206	7.54	882
10	999.7	1.308	1.308	211	7.48	1,176
15	999.1	1.140	1.141	214	7.41	1,666
20	998.2	1.005	1.007	220	7.36	2,447
30	995.7	0.801	0.804	223	7.18	4,297
40	992.2	0.656	0.661	227	7.01	7,400
50	988.1	0.549	0.556	230	6.82	12,220
60	983.2	0.469	0.477	228	6.68	19,600
70	977.8	0.406	0.415	225	6.50	30,700
80	971.8	0.357	0.367	221	6.30	46,400
90	965.3	0.317	0.328	216	6.12	68,200
100	958.4	0.284	0.296	207	5.94	97,500

Propiedades Físicas del agua en unidades inglesas

Temperatura, °F	Densidad ρ , slugs/pie ³	Viscosidad μ , lb · s / pie ² × 10 ⁻⁵	Viscosidad cinemática ν , pies ² /s × 10 ⁻⁵	Módulo de elasticidad volumétrica κ , lb/pulg ² × 10 ³	Tensión superficial σ , lb/pie × 10 ⁻²	Presión de vapor, lb/pie ²
32	1.940	3.746	1.931	293	0.518	12.5
40	1.940	3.229	1.664	294	0.514	17.5
50	1.940	2.735	1.410	305	0.509	25.6
60	1.938	2.359	1.217	311	0.504	36.9
70	1.936	2.050	1.059	320	0.500	52.3
80	1.934	1.799	0.930	322	0.492	72.8
90	1.931	1.595	0.826	323	0.486	100
100	1.927	1.424	0.739	327	0.480	135
120	1.918	1.168	0.609	333	0.465	241
140	1.908	0.981	0.514	330	0.454	409
160	1.896	0.838	0.442	326	0.441	668
180	1.883	0.726	0.385	313	0.426	1050
200	1.868	0.637	0.341	308	0.412	1599
212	1.860	0.593	0.319	300	0.404	2028

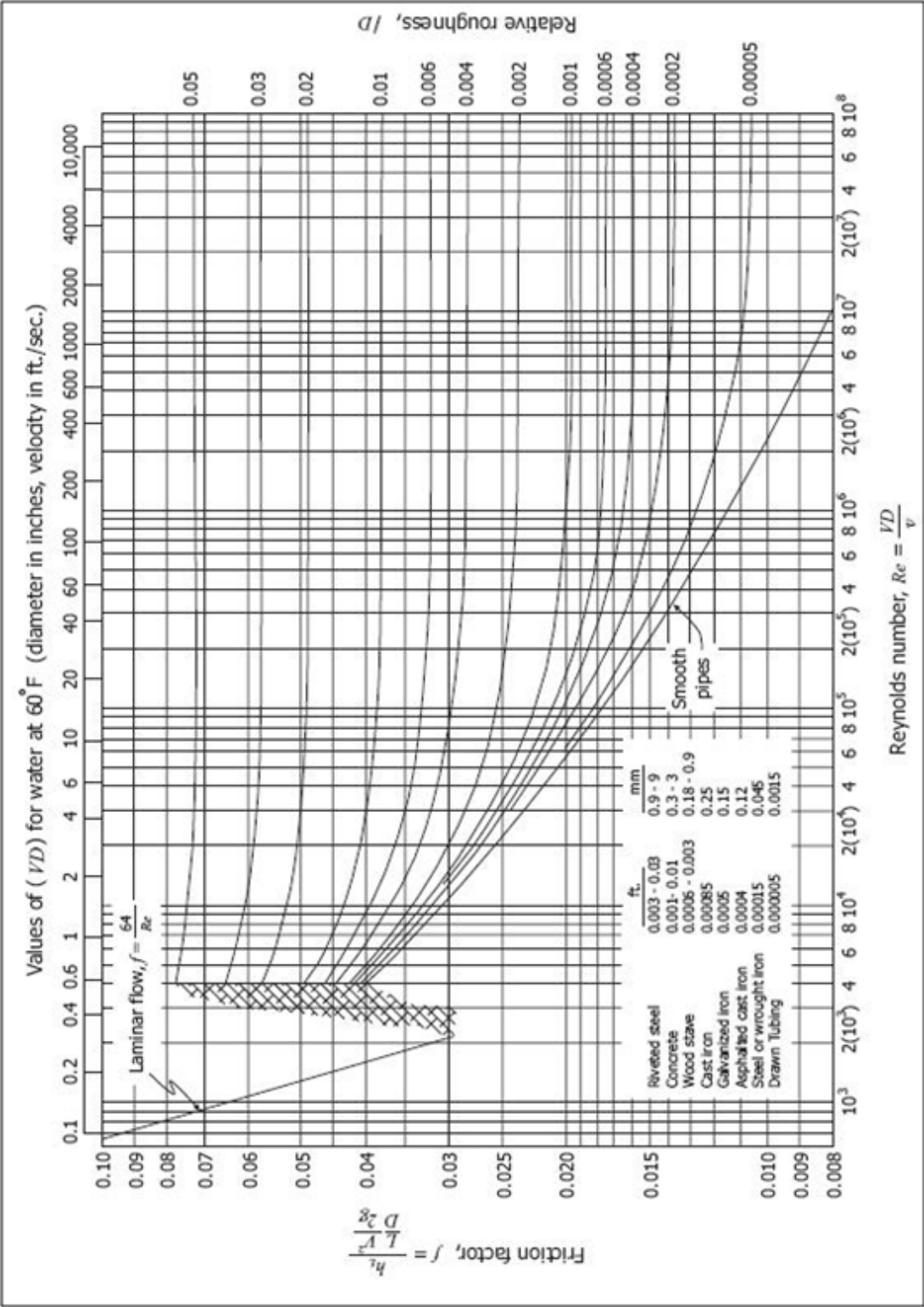
Anexo B2 Densidad y peso específico de líquidos diversos

Líquido	Temperatura t , °C	Densidad ρ , kg/m ³	Peso específico S	Líquido	Temperatura t , °C	Densidad ρ , kg/m ³	Peso específico S
Acetona	60	791.3	0.792	Mercurio	20	13 612	13.623
Amoniaco saturado	10	655.2	0.656	Mercurio	40	13 584	13.596
Benceno	32	898.6	0.899	Mercurio	60	13 557	13.568
Salmuera de CaCl al 10%	32	1090.1	1.091	Mercurio	80	13 530	13.541
Salmuera de NaCl al 10%	32	1077.1	1.078	Mercurio	100	13 502	13.514
Comb. Bunkers C. Máx.	60	1013.2	1.014	Leche
Disulfuro de carbono	32	1291.1	1.292	Aceite de oliva	59	917.9	0.919
Destilado	60	848.8	0.850	Pentano	59	623.1	0.624
Combustible 3 Máx.	60	897.4	0.898	Aceite lubricante SAE 10W	60	875.3	0.876
Combustible 5 Min.	60	964.8	0.966	Aceite lubricante SAE 30W	60	897.4	0.898
Combustible 5 Máx.	60	991.9	0.993	Aceite lubricante SAE 70W	60	915.0	0.916
Combustible 6 Min.	60	991.9	0.993	Crudo de Sal Creek	60	841.9	0.843
Gasolina	60	749.8	0.751	Crudo de 32.6° API	60	861.3	0.862
Gasolina natural	60	679.5	0.680	Crudo de 35.6° API	60	845.9	0.847
Keroseno	60	814.5	0.815	Crudo de 40° API	60	824.2	0.825
Residuo M.C.	60	934.2	0.935	Crudo de 48° API	60	787.5	0.788

ANEXO C

DIAGRAMA DE MOODY

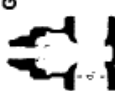

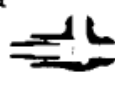



Diagrama de MOODY





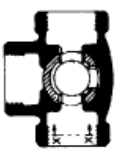


ANEXO D

COEFICIENTE DE RESISTENCIA K EN VÁLVULAS Y ACCESORIOS

Anexo D1 Coeficientes de resistencia K para válvulas






Fitting		L/D	Nominal pipe size												
			1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2-3	4	6	8-10	12-16	18-24	
			K value												
 Gate Valves	 Gate Valves	8	0.22	0.20	0.18	0.18	0.15	0.15	0.15	0.14	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10
		340	9.2	8.5	7.8	7.5	7.1	6.5	6.1	5.8	5.1	4.8	4.4	4.1	
 Angle Valves	 Angle Valves	55	1.48	1.38	1.27	1.21	1.16	1.05	0.99	0.94	0.83	0.77	0.72	0.66	
		150	4.05	3.75	3.45	3.30	3.15	2.85	2.70	2.55	2.25	2.10	1.95	1.80	
 Ball Valves	 Ball Valves	3	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	






Anexo D2 Coeficientes de resistencia K para Accesorios

Fitting	L/D	Nominal pipe size											
		K value											
		1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2-3	4	6	8-10	12-16	18-24
Butterfly Valve 							0.86	0.81	0.77	0.68	0.63	0.35	0.30
Plug Valve straightway 	18	0.49	0.45	0.41	0.40	0.38	0.34	0.32	0.31	0.27	0.25	0.23	0.22
Plug Valve 3-way thru-flo 	30	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36
Plug Valve branch-flo 	90	2.43	2.25	2.07	1.98	1.89	1.71	1.62	1.53	1.35	1.26	1.17	1.08
Standard elbow 	90°	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36
	45°	0.43	0.40	0.37	0.35	0.34	0.30	0.29	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19
	long radius 90°	0.43	0.40	0.37	0.35	0.34	0.30	0.29	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19

Fitting	Type of bend	L/D	Nominal pipe size												
			1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2-3	4	6	8-10	12-16	18-24	
			K value												
Close Return Bend		50	1.35	1.25	1.15	1.10	1.05	0.95	0.90	0.85	0.75	0.70	0.65	0.60	
		20	0.54	0.50	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34	0.30	0.28	0.26	0.24	
		60	1.62	1.50	1.38	1.32	1.26	1.14	1.08	1.02	0.90	0.84	0.78	0.72	
Standard Tee		thru flo													
		thru branch													
		r/d = 1	20	0.54	0.50	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34	0.30	0.28	0.26	0.24
		r/d = 2	12	0.32	0.30	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.18	0.17	0.16	0.14
		r/d = 3	12	0.32	0.30	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.18	0.17	0.16	0.14
		r/d = 4	14	0.38	0.35	0.32	0.31	0.29	0.27	0.25	0.24	0.21	0.20	0.18	0.17
		r/d = 6	17	0.46	0.43	0.39	0.37	0.36	0.32	0.31	0.29	0.26	0.24	0.22	0.20
		r/d = 8	24	0.65	0.60	0.55	0.53	0.50	0.46	0.43	0.41	0.36	0.34	0.31	0.29
		r/d = 10	30	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36
		r/d = 12	34	0.92	0.85	0.78	0.75	0.71	0.65	0.61	0.58	0.51	0.48	0.44	0.41
		r/d = 14	38	1.03	0.95	0.87	0.84	0.80	0.72	0.68	0.65	0.57	0.53	0.49	0.46
		r/d = 16	42	1.13	1.05	0.97	0.92	0.88	0.80	0.76	0.71	0.63	0.59	0.55	0.50
		r/d = 18	46	1.24	1.15	1.06	1.01	0.97	0.87	0.83	0.78	0.69	0.64	0.60	0.55
		r/d = 20	50	1.35	1.25	1.15	1.10	1.05	0.95	0.90	0.85	0.75	0.70	0.65	0.60
		Mitre Bends		$\alpha = 0^\circ$	2	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03
$\alpha = 15^\circ$	4			0.11	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	
$\alpha = 30^\circ$	8			0.22	0.20	0.18	0.18	0.17	0.15	0.14	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10
$\alpha = 45^\circ$	15			0.41	0.38	0.35	0.33	0.32	0.29	0.27	0.26	0.23	0.21	0.20	0.18
$\alpha = 60^\circ$	25			0.68	0.63	0.58	0.55	0.53	0.48	0.45	0.43	0.38	0.35	0.33	0.30
$\alpha = 75^\circ$	40			1.09	1.00	0.92	0.88	0.84	0.76	0.72	0.68	0.60	0.56	0.52	0.48
$\alpha = 90^\circ$	60	1.62	1.50	1.38	1.32	1.26	1.14	1.08	1.02	0.90	0.84	0.78	0.72		

Anexo D3 Coeficientes de resistencia K para Válvulas Check

Fitting stop-check valves	L/D	Minimum velocity for full disc lift		Nominal pipe size												
		general ft/sec	water ft/sec	K value*												
				1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2-3	4	6	8-10	12-16	18-24	
	400	55 \sqrt{V}	6.96	10.8	10	9.2	8.8	8.4	7.5	7.2	6.8	6.0	5.6	5.2	4.8	
	200	75 \sqrt{V}	9.49	5.4	5	4.6	4.4	4.2	3.8	3.6	3.4	3.0	2.8	2.6	2.4	
	350	60 \sqrt{V}	7.59	9.5	8.8	8.1	7.7	7.4	6.7	6.3	6.0	5.3	4.9	4.6	4.2	
	300	60 \sqrt{V}	7.59	8.1	7.5	6.9	6.6	6.3	5.7	5.4	5.1	4.5	4.2	3.9	3.6	
	55	140 \sqrt{V}	17.7	1.5	1.4	1.3	1.2	1.2	1.1	1.0	.94	.83	.77	.72	.66	

Fitting	L/D	Minimum velocity for full disc lift		Nominal pipe size											
		general ft/sec	water ft/sec	K value*											
				1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2-3	4	6	8-10	12-16	18-24
Swing check valve 	100	35 \sqrt{V}	4.43	2.7	2.5	2.3	2.2	2.1	1.9	1.8	1.7	1.5	1.4	1.3	1.2
	50	48 \sqrt{V}	6.08	1.4	1.3	1.2	1.1	1.1	1.0	0.9	0.9	.75	.70	.65	.6
Lift check valve 	600	40 \sqrt{V}	5.06	16.2	15	13.8	13.2	12.6	11.4	10.8	10.2	9.0	8.4	7.8	7.2
	55	140 \sqrt{V}	17.7	1.5	1.4	1.3	1.2	1.2	1.1	1.0	.94	.83	.77	.72	.66
Tilting disc check valve 	5"	80 \sqrt{V}	10.13						.76	.72	.68	.60	.56	.39	.24
	15"	30 \sqrt{V}	3.80						2.3	2.2	2.0	1.8	1.7	1.2	.72
Foot valve with strainer poppet disc 	420	15 \sqrt{V}	1.90	11.3	10.5	9.7	9.3	8.8	8.0	7.6	7.1	6.3	5.9	5.5	5.0
Foot valve with strainer hinged disc 	75	35 \sqrt{V}	4.43	2.0	1.9	1.7	1.7	1.7	1.4	1.4	1.3	1.1	1.1	1.0	.90

Anexo D4 Coeficientes de resistencia K para Reductores

Friction Loss Due to Change in Pipe Size—Feet of Liquid Based on velocity in smaller pipe

Sudden Enlargements										Sudden Contractions									
Velocity of d_1 , fps										Velocity of d_1 , fps									
d_2/d_1										d_1/d_2									
0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1		0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	
2	.00	.01	.02	.03	.04	.05	.06	.06		2	.01	.02	.03	.04	.05	.06	.07	.07	3
3	.01	.02	.04	.06	.08	.10	.12	.14		3	.01	.03	.04	.05	.06	.06	.11	.12	4
4	.01	.03	.06	.10	.14	.17	.21	.24		4	.02	.04	.06	.08	.09	.10	.11	.12	5
5	.01	.05	.10	.16	.22	.27	.32	.36		5	.04	.07	.10	.12	.15	.16	.18	.19	6
6	.02	.07	.15	.23	.31	.39	.46	.51		6	.05	.10	.14	.18	.21	.23	.26	.27	7
7	.03	.10	.20	.31	.43	.53	.63	.70		7	.07	.14	.19	.24	.29	.32	.35	.37	8
8	.04	.13	.26	.41	.56	.70	.83	.92		8	.09	.18	.25	.32	.38	.42	.46	.48	9
9	.05	.16	.33	.52	.70	.88	1.04	1.16		9	.12	.23	.31	.40	.48	.53	.56	.60	10
10	.06	.20	.40	.64	.87	1.09	1.29	1.43		10	.15	.28	.38	.50	.59	.65	.71	.75	11
12	.08	.29	.58	.92	1.25	1.57	1.86	2.06		11	.21	.40	.56	.72	.85	.94	1.03	1.07	12
15	.13	.45	.91	1.43	1.96	2.45	2.90	3.22		12	.33	.63	.87	1.12	1.33	1.47	1.61	1.68	15
20	.22	.80	1.62	2.55	3.48	4.35	5.16	5.72		15	.59	1.12	1.55	1.99	2.36	2.61	2.86	2.98	20
25	.35	1.26	2.53	3.98	5.44	6.80	8.06	8.94		20	.92	1.75	2.43	3.11	3.69	4.08	4.47	4.66	25
30	.50	1.82	3.64	5.73	7.83	9.79	11.6	12.9		25	1.32	2.52	3.50	4.48	5.31	5.87	6.43	6.71	30
40	.90	3.23	6.46	10.2	13.9	17.4	20.6	22.9		30	2.36	4.48	6.22	7.96	9.45	10.4	11.4	11.9	40
K value	.036	0.13	0.26	0.41	0.56	0.70	0.83	0.92		40	.095	0.18	0.25	0.32	0.38	0.42	0.46	0.48	K value

Calculated from formula $h_f = K \frac{V^2}{2g}$

For sudden enlargements $K = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2$

For sudden contractions $K = 0.5 \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)$

Friction of Water (Continued)

ANEXO E

FICHA TÉCNICA DEL ROTÁMETRO

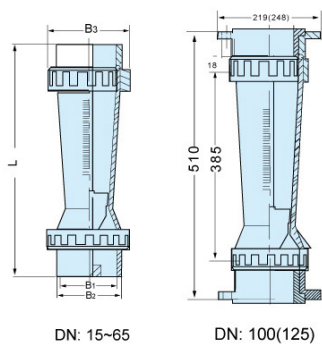
Cibas-Meter

FLOW METERS

- Working Pressure: \leq Mpa
- Working Temperature: 0-60 °C
- Accuracy: \pm 5%

DATA SHEET

DN (mm)	Model	Range m ³ /h	Socket Joint	Male	Female	Elbow
15	LZS-15	10~100 L/h 16~160 L/h 25~250 L/h 40~400 L/h 60~600 L/h 100~1000 L/h	Ø20	1/2"NPT 3/4"NPT	G1/2"	G1/2"
25	LZS-25	0.1~1 0.16~1.6 0.25~2.5	Ø32	3/4"NPT	G3/4"	G3/4"
32	LZS-32	0.4~4 0.6~6	Ø40	1"NPT	G1"	G1"
50	LZS-50	0.4~4 0.6~6 1~10 1.6~16	Ø63	2"NPT	G2"	G2"
65	LZS-65	5~25 8~40 12~60	Ø75		G2½"	
100	LZS-100	12~60 18~90 20~120	Ø110	Center Distance 180mm		
125	LZS-125	25~150 30~180	Ø110	Center Distance 210mm		
150	LZS-150	12~60 18~90 20~120 25~150 30~180	Ø110	Center Distance 240mm		



DN(mm)	(mm)			
	L	B ₁	B ₂	B ₃
15	220	20	26	51
25	230	32	39	60
32	290	40	49	72
50	350	63	73	98
65	420	75	88	122
100	547	Center Distance 180mm		
125	547	Center Distance 210mm		
150	547	Center Distance 240mm		

ANEXO F

FICHA TÉCNICA DE LOS MANÓMETROS



BLUE RIBBON CORP.

MODEL 'BR201L'

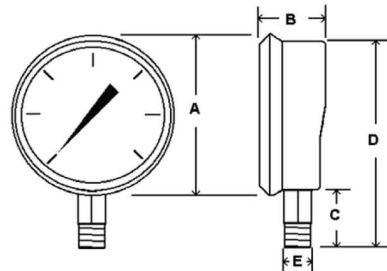
BOTTOM CONNECTED LIQUID FILLED GAUGES

Our '200' series gauge line is a high quality line of liquid filled gauges. The glycerine filling helps dampen the effects of vibration, which will extend the life of the gauge.

This gauge is typically used on hydraulic & pneumatic systems as well as any commercial or industrial application not corrosive to brass and bronze wetted parts where glycerine filling is suitable for use.

SPECIFICATIONS:

- Available Dial Sizes: 1 1/2", 2", 2 1/2" and 4"
- Available Connection Sizes: 1/8"(M)NPT on 1 1/2" & 2"
1/4"(M)NPT on 2", 2 1/2" and 4"
1/2"(M)NPT on 4"
- Stainless Steel Case And Bezel
- Brass Internals & Connection
- Phosphor Bronze Bourdon Tube
- Liquid Filled (Dry Available)
- Accuracy: 1 1/2" and 2" Dial = 2%
2 1/2" Dial = 1.6%
4" Dial = 1%
- Dual Scale: PSI & Bar (x100=kPa)
- Single Scale available
- Ambient temperature: FILLED: 30°F to 160°F
DRY: -30°F to 180°F



RANGE	CODE	MAJOR INC.	MINOR INC.
30/0" VAC	A	5	0.5
30/0/15	CB	5	0.5
30/0/30	CC	10	1
30/0/60	CD	10	1
30/0/100	CE	20	2
30/0/150	CF	20	2
30/0/300	CH	50	10
0/15	B	2	0.2
0/30	C	5	0.5
0/60	D	10	1
0/100	E	20	2
0/160	F	20	2
0/200	G	40	4
0/300	H	50	5
0/400	I	50	5
0/500	J	100	10
0/600	K	100	10
0/800	L	100	10
0/1000	M	200	20
0/1500	N	200	20
0/2000	O	400	50
0/3000	P	500	50
0/4000	Q	500	50
0/5000	R	1000	100
0/6000	S	2000	200
0/10,000	U	2000	200
0/15,000	V	2000	200

		A	B	C	D	E
1 1/2"	In.	1.88"	1.06"	.89"	2.77"	1/8"
DIAL	MM	48	27	23	58	(M)NPT
2"	In.	2.24"	1.27"	.71"	2.80"	1/8" or 1/4"
DIAL	MM	57	32	23	71	(M)NPT
2 1/2"	In.	2.80"	1.28"	1.07"	3.55"	1/4"
DIAL	MM	71	33	27	90	(M)NPT
4"	In.	4.32"	1.63"	1.25"	5.57"	1/4" or 1/2"
DIAL	MM	110	42	32	141	(M)NPT

Blue Ribbon reserves the right to make product improvements and amendments to the product specifications stated throughout this brochure without prior notification. Please contact the factory on all critical dimensions and specifications for verification.

A5BR-201L.00 Rev A

2770 Long Road, Grand Island, NY 14072

Tel. (716) 773-9300 • Fax (716) 773-5019 • brsales@blueribboncorp.com • www.blueribboncorp.com

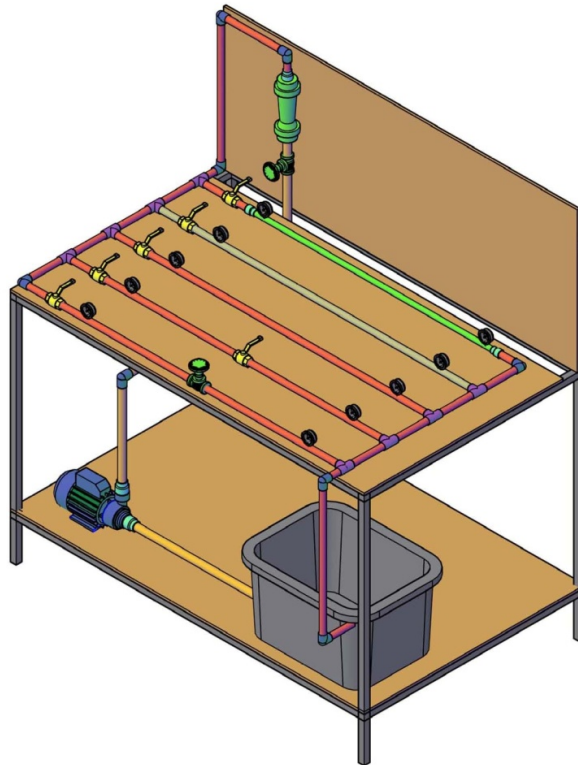
ANEXO G

GUÍA DE LABORATORIO

OBJETIVO

- Determinar experimentalmente la pérdida de energía de un fluido que pasa a través de tuberías de diferentes materiales con diferentes accesorios.

INSTALACIÓN EXPERIMENTAL:



(Figura 1.1)

Las medidas que se deben realizar son las siguientes:

- **Caudal:** Se dispone de un rotámetro en m^3/h .
- **Temperatura:** Se tomará una temperatura promedio de 20°C del agua ya que sus características físicas no cambian considerablemente según la temperatura.
- **Presión:** Se dispone de manómetros de 0 a 15 PSI para medir las presiones al inicio y al final de cada tubería.

MARCO TEÓRICO

Para solucionar los problemas prácticos de los flujos en tuberías, se aplica el principio de la energía, la ecuación de continuidad y los principios y ecuaciones de la resistencia de fluidos.

La resistencia al flujo en los tubos, es ofrecida no solo por los tramos largos, sino también por los accesorios de tuberías tales como codos y válvulas, que disipan energía al producir turbulencias a escala relativamente grandes.

La ecuación de la energía o de Bernoulli para el movimiento de fluidos incompresibles en tubos es:

$$\frac{P_1}{\rho_1 g} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho_2 g} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_l$$

(Ecuación 1.1)

Cada uno de los términos de esta ecuación tiene unidades de energía por peso o de longitud (pies, metros) y representa cierto tipo de carga. El término de la elevación, Z , está relacionado con la energía potencial de la partícula y se denomina carga de altura. El término de la presión $P/\rho g$, se denomina carga o cabeza de presión y representa la altura de una columna de fluido necesaria para producir la presión P . El término de la velocidad $V^2/2g$, es la carga de velocidad (altura dinámica) y representa la distancia vertical necesaria para que el fluido caiga libremente (sin considerar la fricción) si ha de alcanzar una velocidad V partiendo del reposo. El término h_l representa la cabeza de pérdidas por fricción.

El número de Reynolds permite caracterizar la naturaleza del escurrimiento, es decir, si se trata de un flujo laminar o de un flujo turbulento; además, indica, la importancia relativa de la tendencia del flujo hacia un régimen turbulento respecto a uno laminar y la posición relativa de este estado de cosas a lo largo de determinada longitud:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\mu / \rho} = \frac{(4 Q / (\pi D^2)) D}{v} = \frac{4 Q}{\pi D v}$$

(Ecuación 1.2)

Donde:

ρ la densidad del fluido (kg/m³)

v la velocidad media (m/s)

D el diámetro de la tubería (m)

μ la viscosidad dinámica o absoluta del fluido (N seg/m²)

ν la viscosidad cinemática del fluido (m²/s)

Q el caudal circulante por la tubería (m³/s)

El número de Reynolds es una cantidad adimensional, por lo cual todas las cantidades deben estar expresadas en el mismo sistema de unidades.

Pérdidas de carga en tuberías y accesorios.

Se expresa a través de la ley de Darcy – Weisbach:

$$hl = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

(Ecuación 1.3)

Donde:

hl pérdida de energía debido a la fricción por unidad de peso del fluido (m)

f factor de fricción

L largo de la tubería (m)

D diámetro de la tubería (m)

V velocidad media del fluido (m/s)

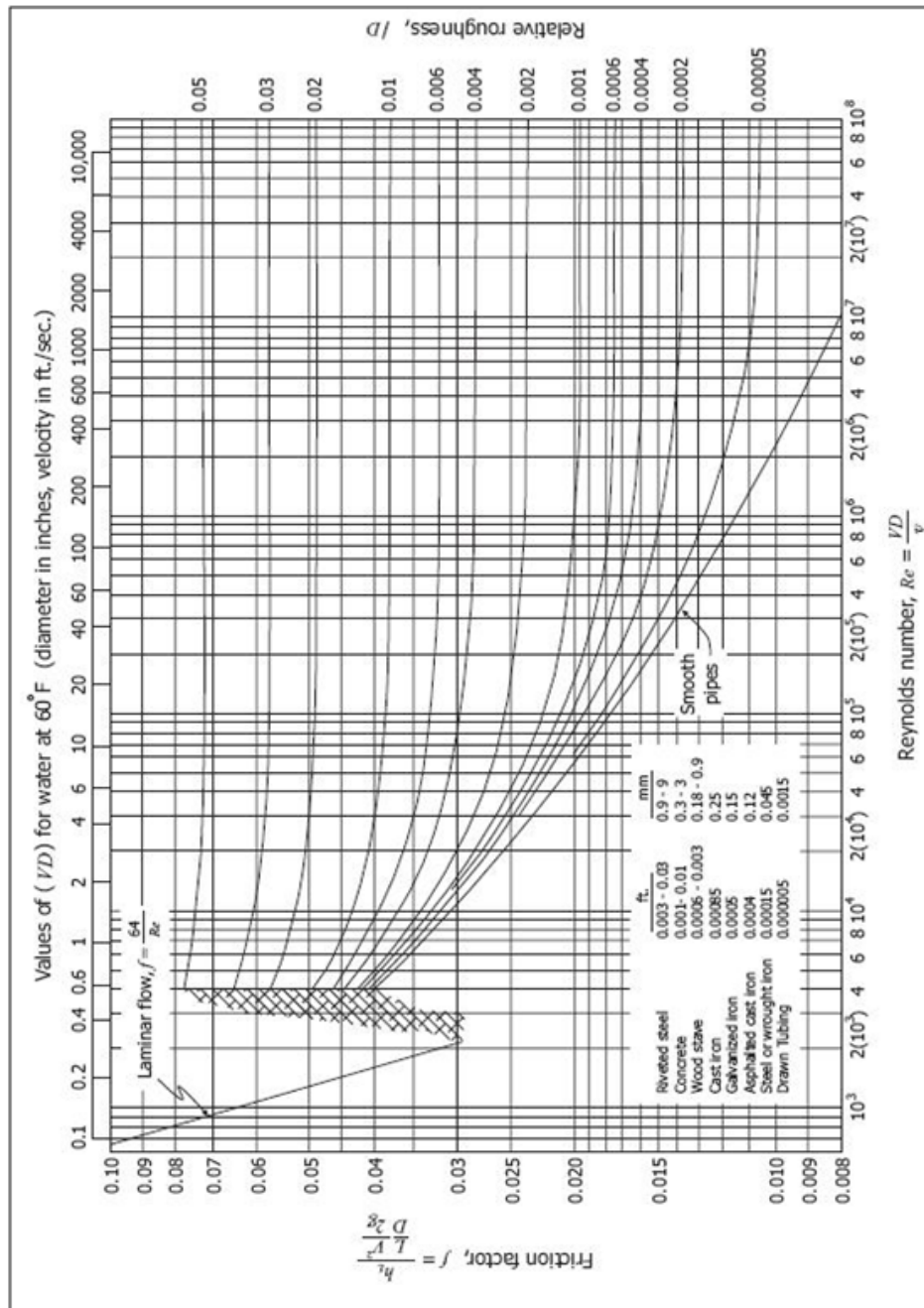
g aceleración de la gravedad (m/s²).

Para la pérdida de carga en accesorios la ecuación es:

$$hl = K \frac{V^2}{2g}$$

(Ecuación 1.4)

Para la obtención del coeficiente de fricción f en función del número de Reynolds utilizamos el *ábaco de Moody* (Figura 1.2).



(Figura 1.2)

DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

La instalación en la que se lleva a cabo esta práctica es un banco de ensayos preparado con fines didácticos que contienen elementos típicos que se suelen encontrar en un sistema de tuberías real. También se dispone de instrumentos para la medida del caudal y de pérdidas de carga. A continuación se enumeran los elementos.

Tuberías De diferentes materiales y diámetros.

TRAMO	TUBERIA	CEDULA	MATERIAL	LONGITUD
1	1/2 plg	40	acero comercial	1 m
2	1/2 plg	40	acero comercial	1 m
3	1/2 plg	40	acero comercial	1 m
4	1/2 plg	80	PVC	1 m
5	3/8 plg	40	acero comercial	1 m

Accesorios De dos tipos, válvula de globo ubicada en el tramo 1 y válvula de bola ubicada en el tramo 2. Existen otras válvulas y su misión es, en unos casos abrir o cerrar el paso de fluido por los diferentes tramos, y en otro regular el caudal circulante.

Bomba centrífuga Que proporciona la energía necesaria para que el agua circule por la instalación. Esta energía se disipa en los distintos elementos del sistema.

Depósito La instalación funciona en circuito cerrado, de manera que la bomba aspira agua de un depósito, y tras hacer un recorrido determinado vuelve al mismo.

Medidor de caudal el instrumento que se utiliza para la medida de caudal es un caudalímetro de eje vertical o rotámetro. En él un contrapeso cilíndrico puede ascender por una guía vertical, debido a la fuerza de arrastre de la corriente, hasta una altura que es proporcional al caudal circulante gracias a la forma troncocónica del conducto interno del caudalímetro. Una escala graduada permite leer directamente el valor del caudal.

DESARROLLO EXPERIMENTAL

Para cada tubería:

- Obtener las características físicas de cada uno de los tramos.
 - Para esto, observamos el cartel de “Características Generales”, ubicada en el banco de pruebas.
- Medir el caudal circulante por el sistema.
 - Para esto, Observamos directamente el rotámetro, el cual nos dará el caudal en m³/h

- Medir la temperatura del agua y determinar la viscosidad dinámica que corresponde.
 - Para esto, se tomará una temperatura promedio de 20°C, y mediante tablas se determinará su viscosidad.
- Calcular la velocidad media, a través de las siguientes expresiones:

$$V = \frac{Q}{A} \quad A = \frac{\pi D^2}{4}$$

Donde:

A es el área

D es el diámetro de la tubería

V es la velocidad

- Calcular el número de Reynolds (Ec. 1.2) y determinar el factor de fricción f según el régimen de escurrimiento (fricción experimental)
- Con la formula de Darcy calcular la pérdida que ocasiona las tuberías y sus respectivos accesorios.

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + K \frac{V^2}{2g}$$

Donde:

f Coeficiente de fricción

L longitud de la tubería

D diámetro interno de la tubería

V velocidad del fluido

K coeficiente de resistencia del accesorio

g aceleración de la gravedad

El resultado de estos cálculos nos darán en m (metros), estos metros podemos expresarlos en Pa (Pascuales) con la ayuda de la siguiente ecuación.

$$\Delta P = \rho * g * hl$$

Donde:

ρ es la densidad

g es la aceleración de la gravedad

hl es la pérdida generada por la tubería y los accesorios

Para pasar esta presión de Pa a PSI, que es la unidad que encontramos en los manómetros simplemente se divide el resultado obtenido para (6894.76 Pa), que es la equivalencia de 1 PSI

- Una vez terminado este proceso, observamos los manómetros de cada tramo y realizamos la resta de los mismos para obtener un diferencial de presión. Este resultado lo comparamos con los obtenidos de los cálculos.
- Para la misma tubería variar el caudal con la ayuda de la válvula, y repetir los pasos anteriores.
- Graficar las pérdidas de cada tubería en el diagrama (Caudal vs Pérdida)

TABLA DE DATOS PRÁCTICA

TRAMO 1

TUBERIA DE:	
Diámetro interno:	
Área:	
longitud (m)	
Rugosidad (m)	
Fluido:	
Temperatura	
Densidad kg/m ³	
Viscosidad Ns/m ²	
Válvula de globo factor K	

<i>Caudal (m³/h)</i>	<i>velocidad (m/s)</i>	<i>Nreynolds</i>	<i>f</i>	<i>ΔP Manual</i>	<i>ΔP Manómetros</i>

TRAMO 2

TUBERIA DE:	
Diámetro interno:	
Área:	
longitud (m)	
Rugosidad (m)	
Fluido:	
Temperatura	
Densidad kg/m ³	
Viscosidad Ns/m ²	
Válvula de Bola factor K	

<i>Caudal (m³/h)</i>	<i>velocidad (m/s)</i>	<i>Nreynolds</i>	<i>f</i>	<i>ΔP Manual</i>	<i>ΔP Manómetros</i>

TRAMO 3

TUBERIA DE:	
Diámetro interno:	
Área:	
longitud (m)	
Rugosidad (m)	
Fluido:	
Temperatura	
Densidad kg/m³	
Viscosidad Ns/m²	

<i>Caudal (m³/h)</i>	<i>velocidad (m/s)</i>	<i>Nreynolds</i>	<i>f</i>	<i>ΔP Manual</i>	<i>ΔP Manómetros</i>

TRAMO 4

TUBERIA DE:	
Diámetro interno:	
Área:	
longitud (m)	
Rugosidad (m)	
Fluido:	
Temperatura	
Densidad kg/m³	
Viscosidad Ns/m²	

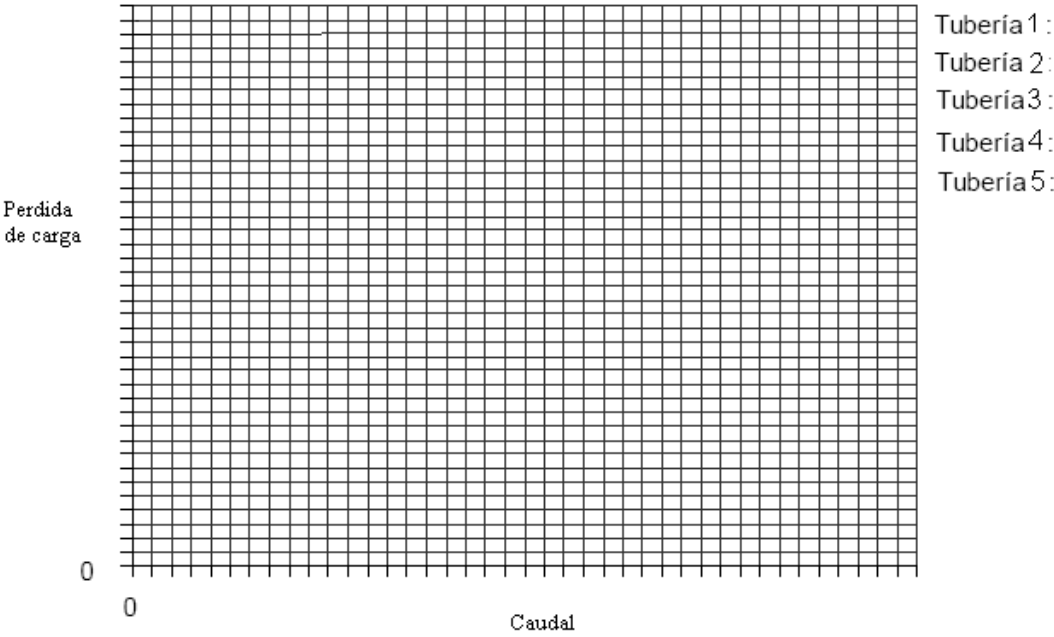
<i>Caudal (m³/h)</i>	<i>velocidad (m/s)</i>	<i>Nreynolds</i>	<i>f</i>	<i>ΔP Manual</i>	<i>ΔP Manómetros</i>

TRAMO 5

TUBERIA DE:	
Diámetro interno:	
Área:	
longitud (m)	
Rugosidad (m)	
Fluido:	
Temperatura	
Densidad kg/m ³	
Viscosidad Ns/m ²	

<i>Caudal (m³/h)</i>	<i>velocidad (m/s)</i>	<i>Nreynolds</i>	<i>f</i>	<i>ΔP Manual</i>	<i>ΔP Manómetros</i>

Graficar las Pérdidas



Una vez terminada la práctica realizar un análisis de los resultados obtenidos y sacar sus conclusiones.

ANÁLISIS.

This image shows a blank sheet of white paper with horizontal ruling lines. The lines are evenly spaced and extend across the width of the page. There are no margins, text, or other markings on the paper.

CONCLUSIONES

[illegible]

Elaborado por: _____



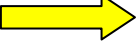

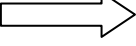
Fecha de la Práctica: _____

ANEXO H

CARACTERÍSTICAS GENERALES Y RECOMENDACIONES DE USO

CARACTERÍSTICAS GENERALES

El banco de Pruebas para pérdida de carga en tuberías y accesorios consta de los siguientes tramos.

- **TRAMO 1** Este tramo consta de:
 1m de tubería de ½" Cédula 40 en acero comercial
Rugosidad = 0.000046 m; Di = 0.0158 m
Accesorio, Válvula de globo, Factor K = 16.2
- **TRAMO 2** Este tramo consta de:
 1m de tubería de ½" Cédula 40 en acero comercial
Rugosidad = 0.000046 m; Di = 0.0158 m
Accesorio, Válvula de bola, Factor K = 2.82
- **TRAMO 3** Este tramo consta de:
 1m de tubería de ½" Cédula 40 en acero comercial
Rugosidad = 0.000046 m; Di = 0.0158 m
- **TRAMO 4** Este tramo consta de:
 1m de tubería de ½" Cédula 80 en PVC
Rugosidad = 0.00000152 m; Di = 0.0139 m
- **TRAMO 5** Este tramo consta de:
 1m de tubería de 3/8" Cédula 40 en acero comercial
Rugosidad = 0.000046 m; Di = 0.0125 m
Accesorio, Unión en T, Factor K = 1.92

NOTA. Dado que los manómetros se encuentran conectados a las tuberías por medio de las uniones en T, se considerará un incremento de 0.54 al factor "K TOTAL" para los tramos del 1 al 4.

El banco de pruebas además consta de:

- Una bomba de 1/2HP
- Manómetros de 0 a 15 PSI con glicerina
- Rotámetro de 0.25 a 2.5 m³/h



PRECAUCIÓN

- Antes de poner en funcionamiento el módulo, verifique el tanque contenga el liquido suficiente, el nivel del mismo debe estar hasta la altura señalada.
- Antes de encender la bomba, verifique que:
 - Los accesorios que se encuentran dentro de los tramos que se van a analizar estén completamente abiertos, esto es para garantizar la circulación del fluido.
 - La válvula reguladora de caudal que se encuentra antes del rotámetro debe estar totalmente abierta, esto es para evitar que exista sobre carga en la bomba.
 - Por lo menos un tramo del banco de pruebas debe estar abierto, esto es para es para evitar que exista sobre carga en la bomba.
- Si se enciende la bomba, y la misma no trabaja, esto quiere decir que:
 - Debemos realizar el cebado a la bomba.

El cebado consiste en sacar el aire que se encuentra dentro de la bomba, y llenarla completamente de agua.

Esto se realiza sacando el tapón que se encuentra en la parte superior de la carcasa de la bomba por un corto tiempo, hasta que el líquido que se encuentra en el tanque llene completamente la bomba.

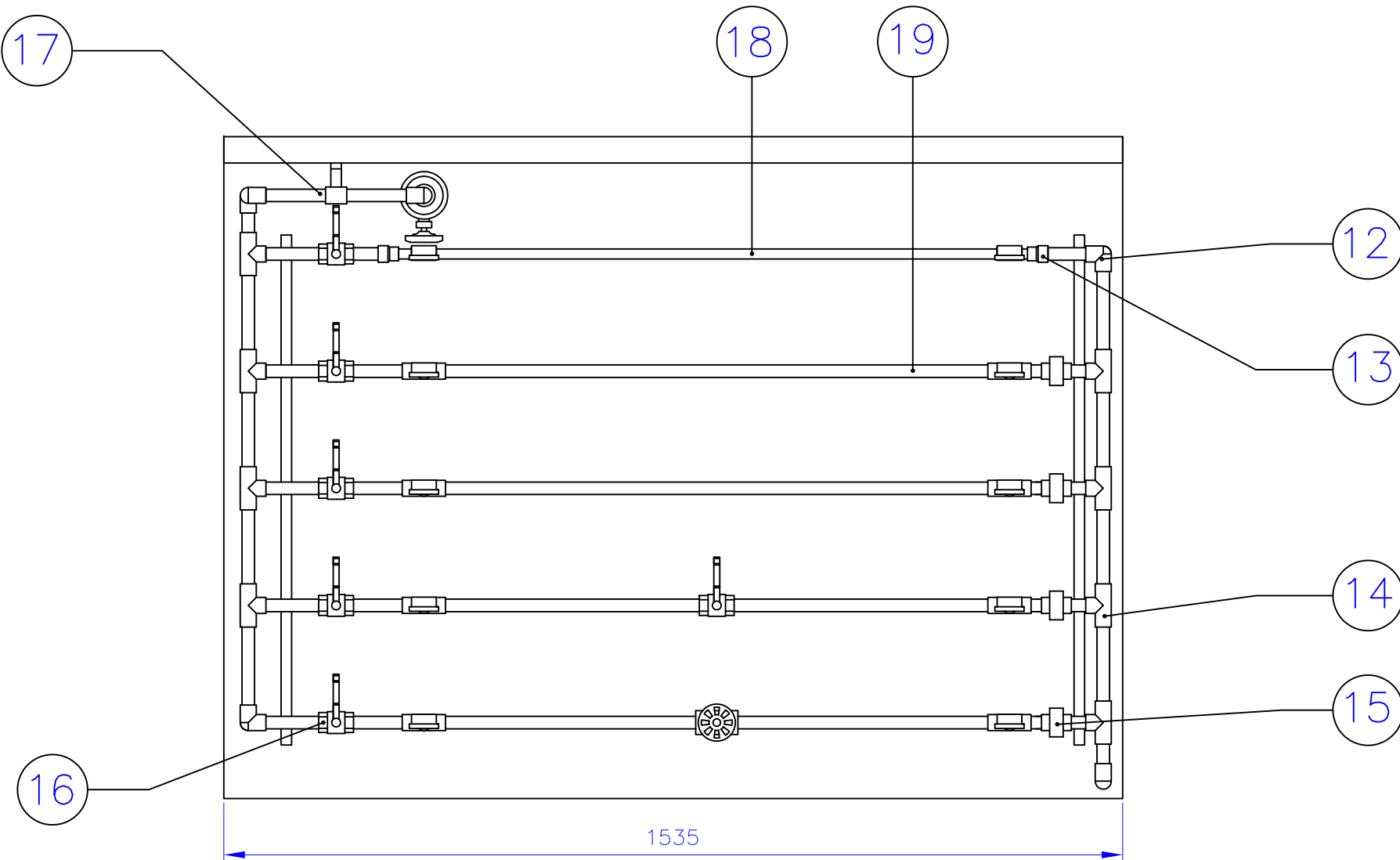
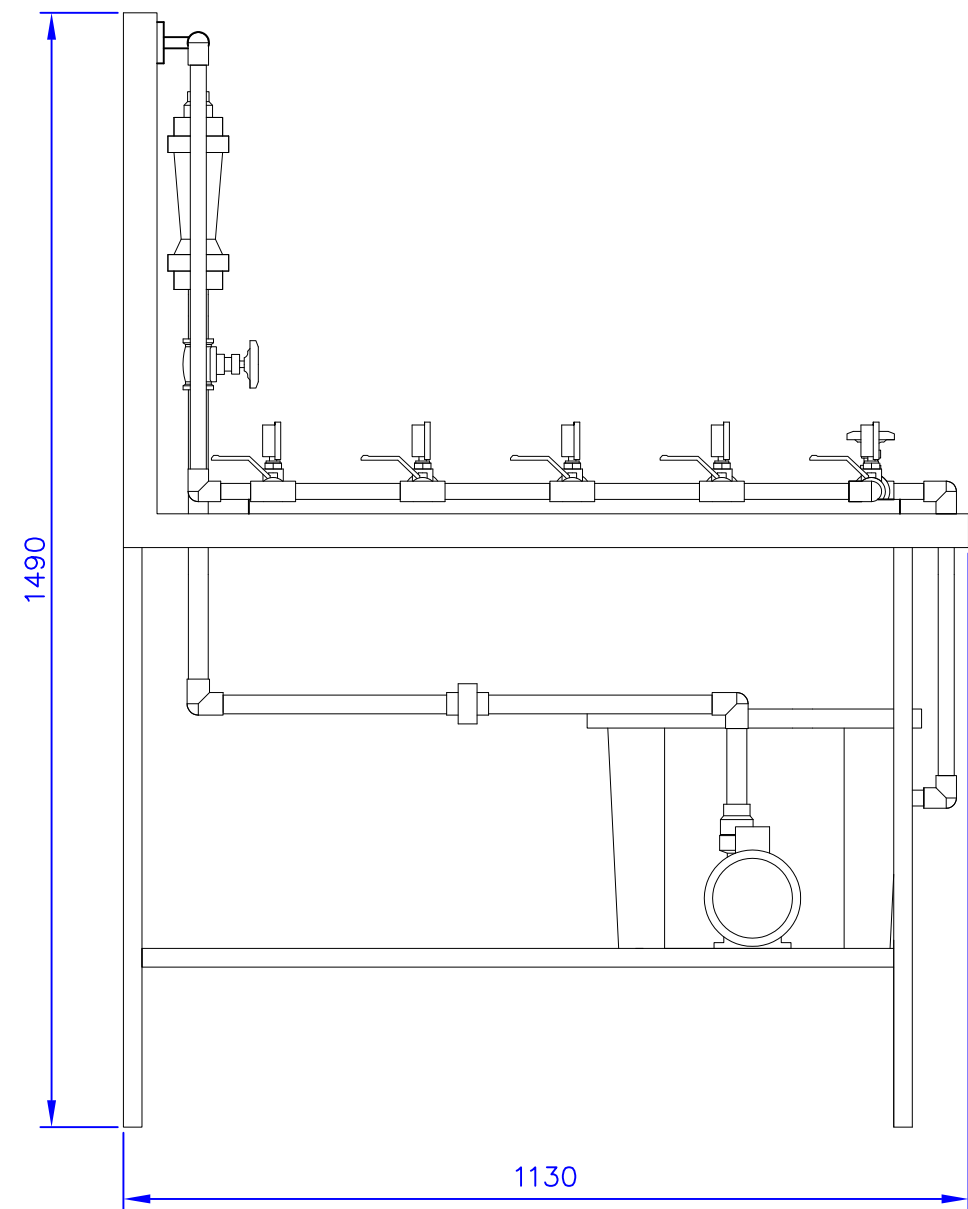
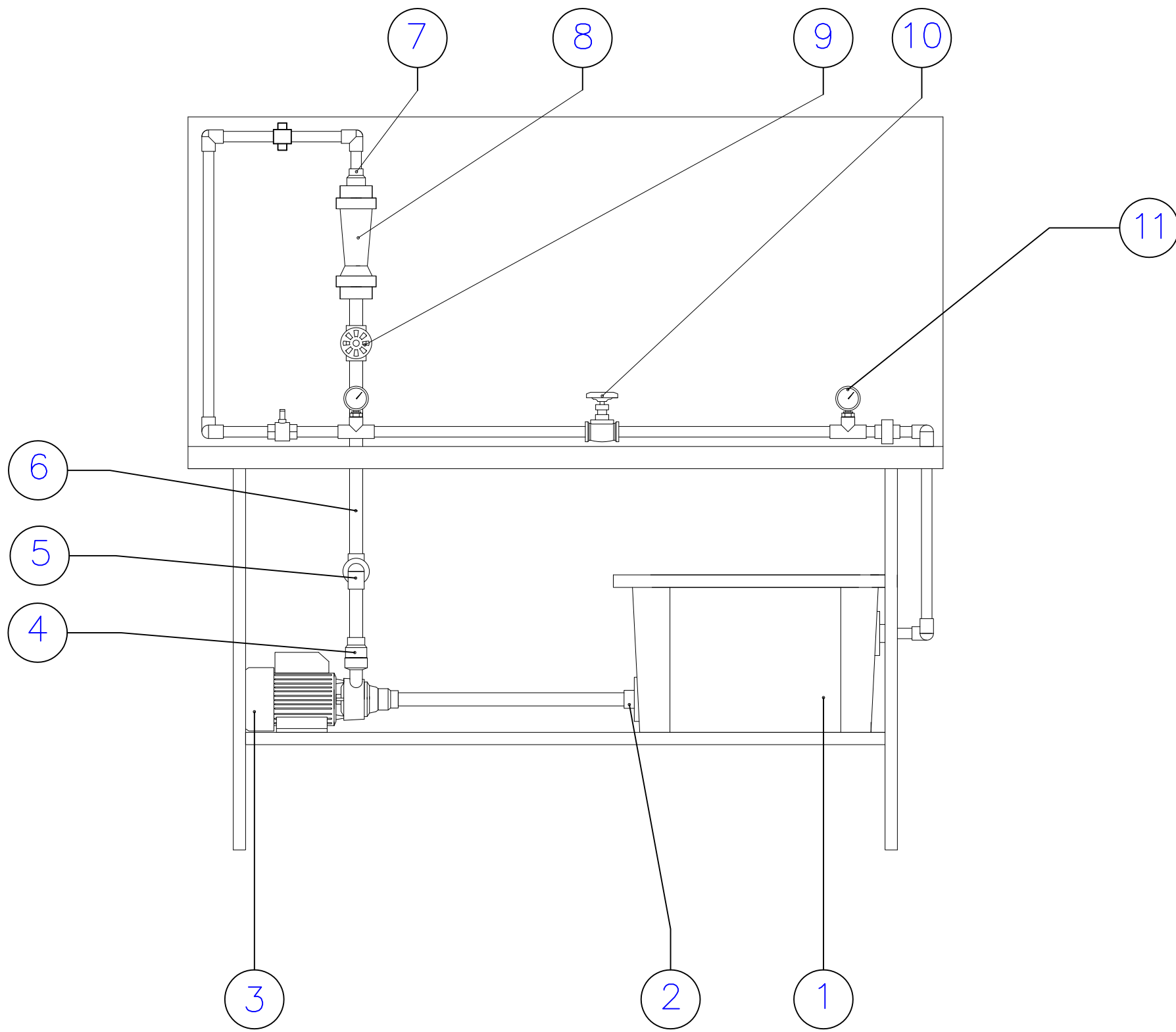
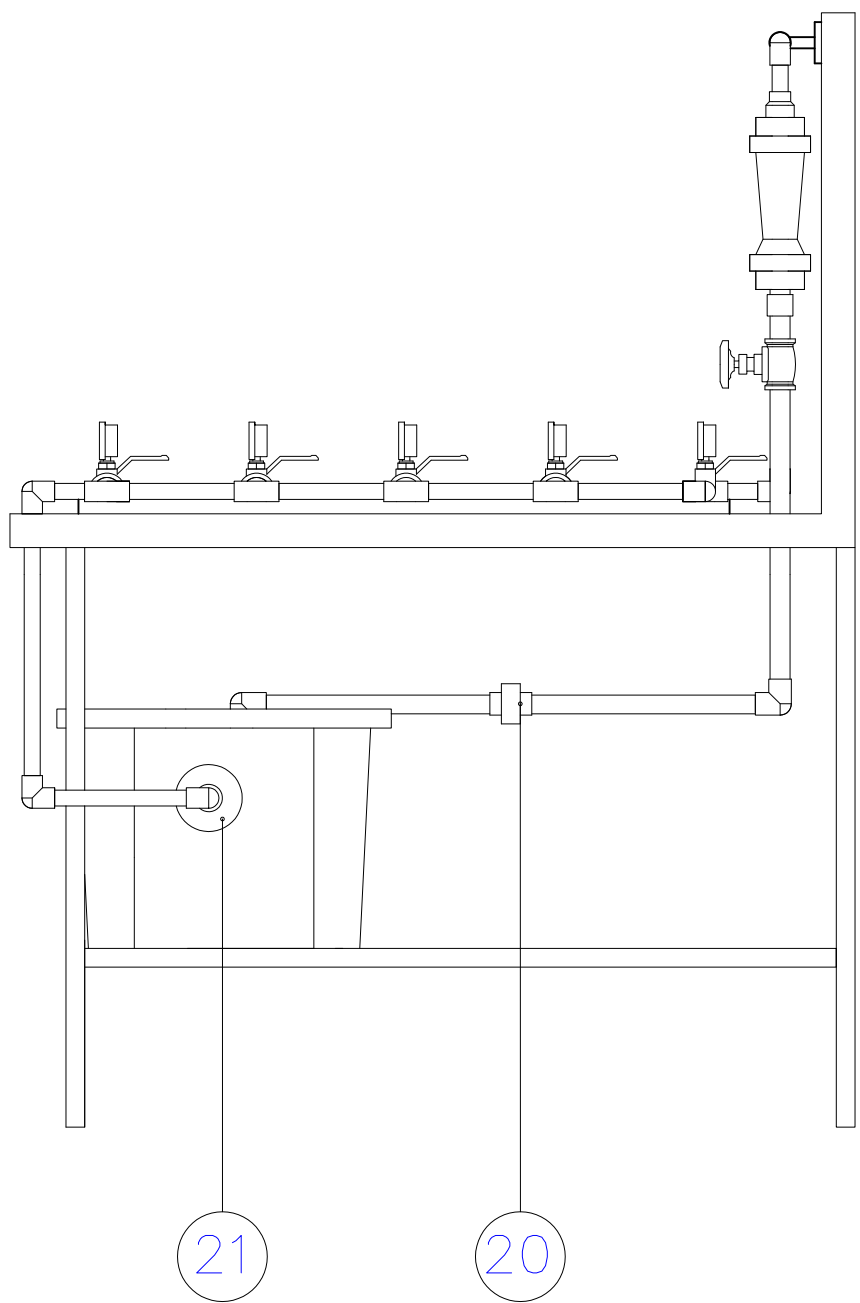


- Si se desea realizar el análisis en otro tramo del banco de pruebas, primero se debe abrir la válvula de bola del tramo a analizar y después proceder a cerrar la válvula de bola del tramo analizado, para evitar que exista sobre carga en la bomba

ANEXO I

PLANO DEL BANCO DE PRUEBAS

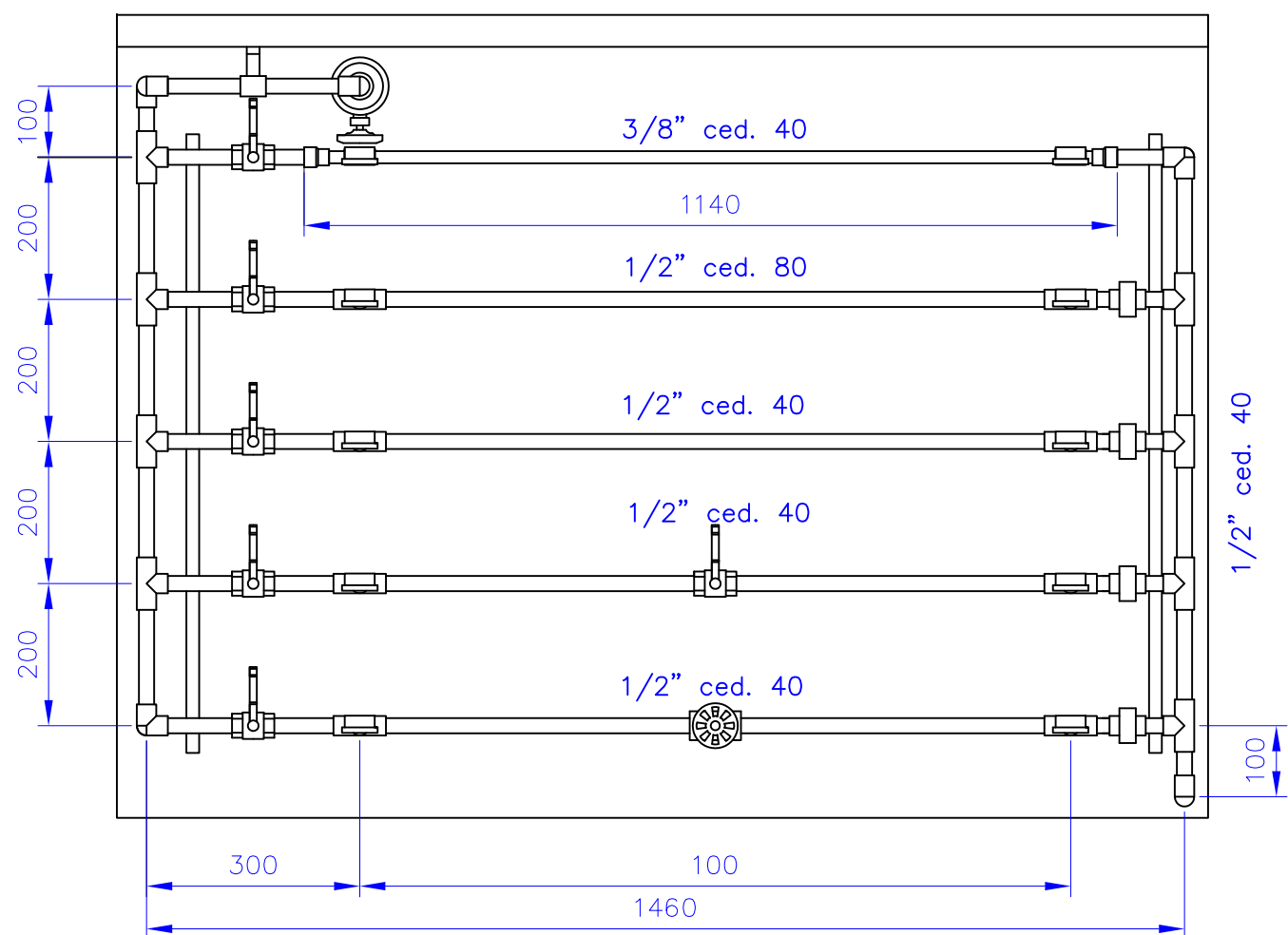
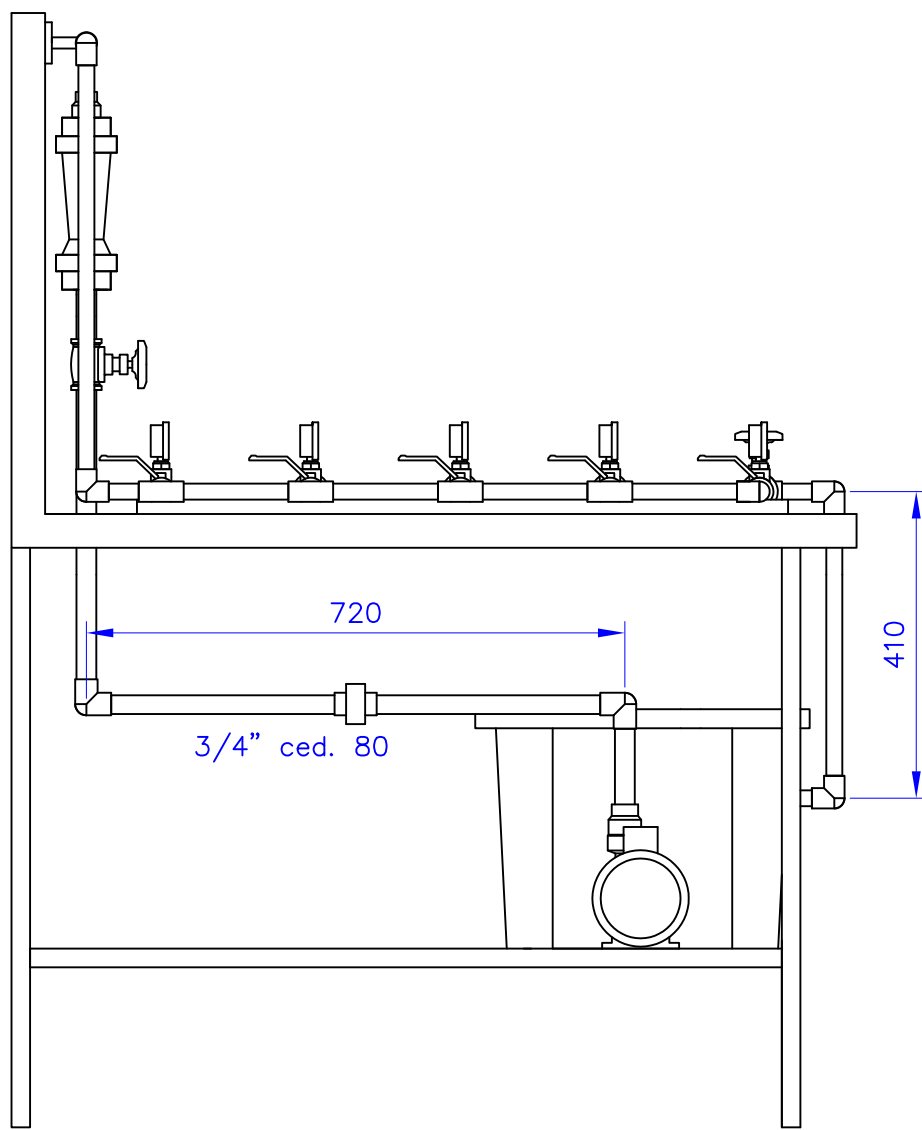
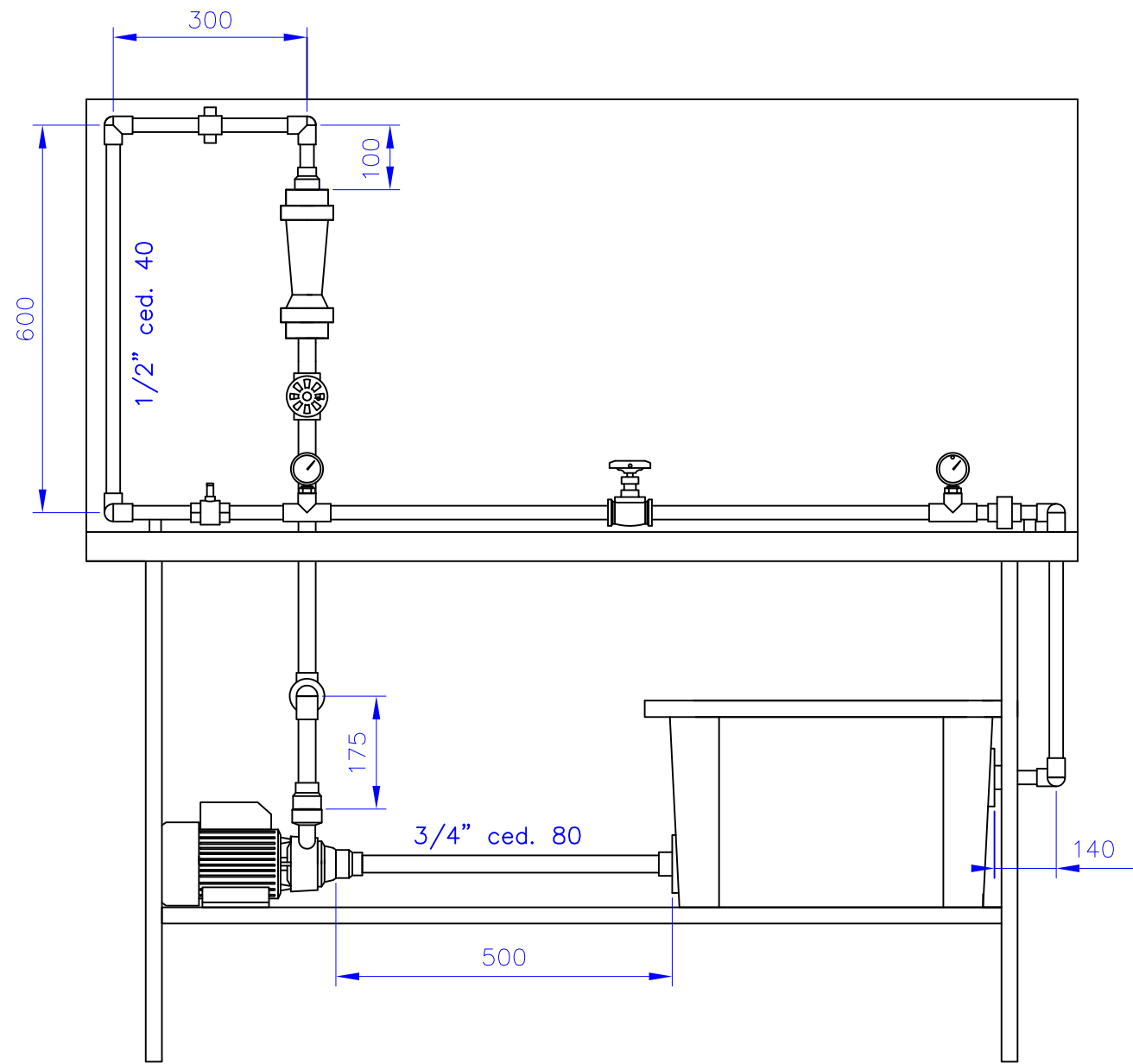
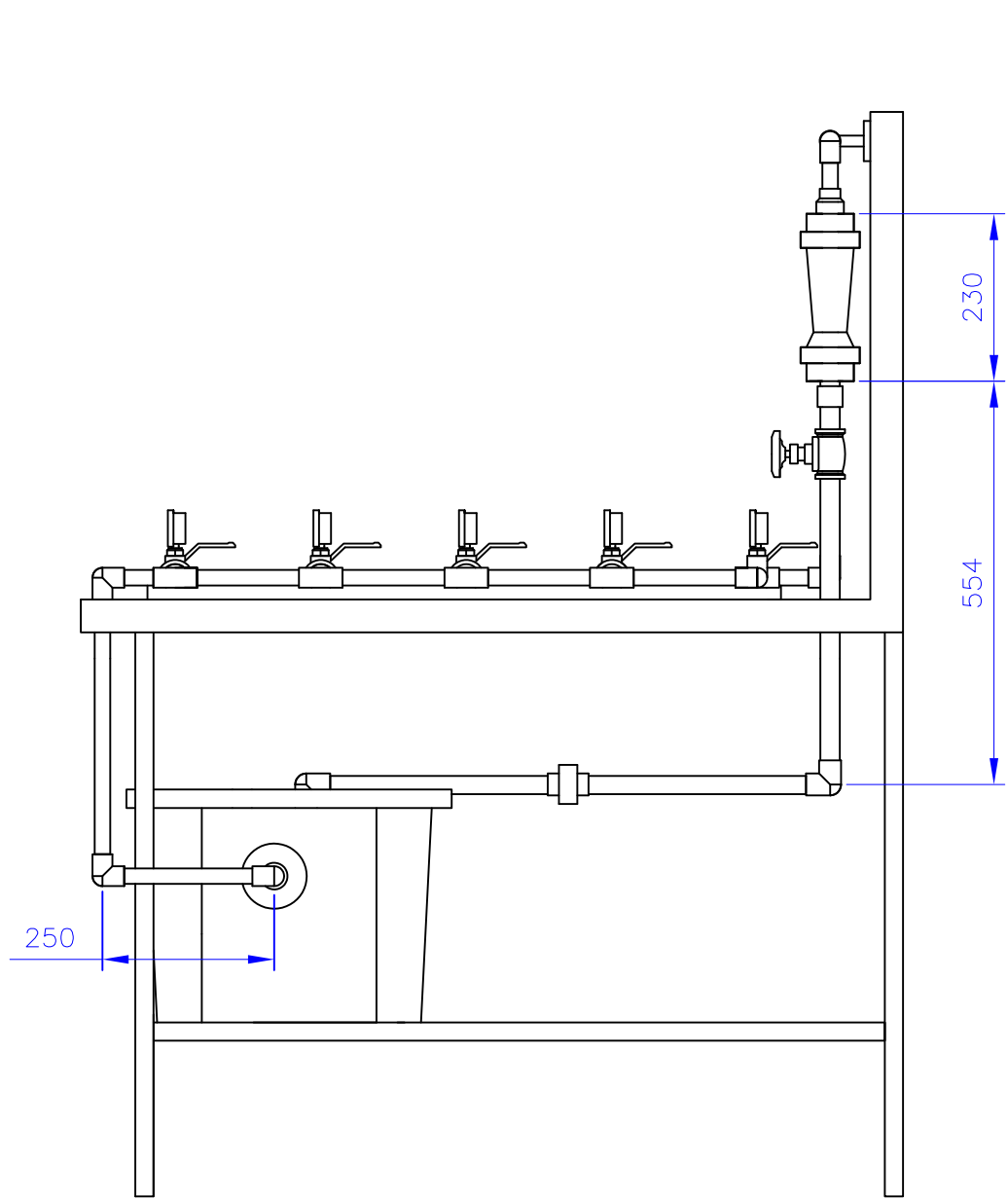
BANCO DE PRUEBAS
ESCALA: 1:10



21	Adaptador tanque	1	IRAM 13473	2C	PVC	1/2"	Pintado
20	Unión Universal	1	IRAM 13473	3C	PVC	3/4"	Pintado
19	Tubería	1	ASTM A53	7E	PVC	1/2" ced80	
18	Tubería	1	ASTM A53	6D	ACERO	3/8" ced40	Pintado
17	Tubería	1	ASTM A53	6D	ACERO	1/2" ced40	Pintado
16	Válvula de bola	6	NBR 15055	6E	BRONCE	1/2"	
15	Unión universal	4	IRAM 13473	7E	PVC	1/2"	Pintado
14	Unión en T	8	IRAM 13473	7E	PVC	1/2"	Pintado
13	Reductor	2	IRAM 13473	7D	PVC	1/2"-3/8"	Pintado
12	Codo	8	IRAM 13473	7D	PVC	90'-1/2"	Pintado
11	Manómetros	10		7B	ACERO		0-15 psi
10	Válvula de globo	1	NBR 15055	6B	BRONCE	1/2"	
9	Válvula de globo	1	NBR 15055	6B	BRONCE	3/4"	
8	Rotámetro	1		6B	PVC		0.25-2.5m3/h
7	Reductor	1	IRAM 13473	6B	PVC	3/4"-1/2"	Pintado
6	Tubería	1	ASTM A53	6B	PVC	3/4" ced80	Pintado
5	Codo	2	IRAM 13473	6C	PVC	90'-3/4"	Pintado
4	Reductor	2	IRAM 13473	6C	PVC	1"-3/4"	Pintado
3	Bomba	1		6C	ACERO	1/2 HP	
2	Adaptador tanque	1	IRAM 13473	6C	PVC	3/4"	Pintado
1	Tanque	1		7C	Plástico		Cap. 34 litros
Ref.	Denominación:	Cnt.	Norma	Localiz.	Material	Dim. brutas	Observaciones
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA			UPS				
Banco de pruebas para pérdidas de carga en tuberías y accesorios			Escala: 1:10	Código:	01.0000.01	Tol. Gral.: ± 3	

BANCO DE PRUEBAS

ESCALA: 1:10



Tratamiento térmico:	NA	Material:	Acero Comercial/ PVC	Dim. brutas:	NA
Recubrimiento:	NA	Diseño:	Calderón J./ Pozo C	18-04-2011	
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	UPS	Dibujó:	Calderón J./ Pozo C	18-04-2011	
		Revisó:	Ing. Maldonado Carlos	18-04-2011	
Banco de pruebas para pérdidas de carga en tuberías y accesorios	Escala: 1:10	Código:	01.0000.02	Tol. Gral.:	± 3